

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

5-18

Ю. В. ИЗАНОВ

ГАЗОГОРЕЛОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
От автора	3
Введение	4
<i>Глава 1. Горение газов</i>	6
Области горения газа	6
Приемы рациональной организации процессов сжигания газов	12
Основы разработки метода расчета	16
<i>Глава 2. Газогорелочные устройства</i>	28
Общие положения, элементы конструкции горелок	28
Классификация горелок	37
<i>Глава 3. Исследование газовых горелок и их элементов на аэродинамических и огневых стендах</i>	165
Простой тангенциальный подвод	169
Улиточный тангенциальный подвод	179
Сравнение воздухонаправляющих устройств	197
<i>Глава 4. Основы процессов развития и смещения струй</i>	203
Струя в поперечном свободном потоке	208
Струи различных правильных форм устья в поперечном свободном потоке	216
Плоская струя в поперечном свободном потоке	218
Система струй в поперечном ограниченном потоке	220
Периферийная система струй из отверстий в кольцевой газовой камере	238
Система радиальных струй в поперечном потоке	241
<i>Глава 5. Метод расчета горелок с принудительной подачей воздуха</i>	246
Расчет щелевых горелок с односторонней подачей газа	254
Расчет щелевых горелок с двусторонней подачей газа	270
Расчет подовых горелок	279
Особенности расчета щелевых горелок с периферийной подачей газа	289
Расчет горелок с центральной и периферийной подачей газа	289
Рекомендации по распределению струй в горелочных устройствах	291
Расчет круглых горелок с двусторонней подачей газа	310
<i>Глава 6. Применение метода расчета</i>	314
Пример расчета комбинированной пылегазовой горелки с центральной подачей газа на выходе из амбразуры	317
Пример расчета горелки с периферийной подачей газа в глубине амбразуры	324
Пример расчета газомазутной горелки с центральной подачей газа в глубине амбразуры	329
Промышленное применение газогорелочных устройств, сконструированных на основе метода расчета	333
<i>Глава 7. Примеры перевода печей и котлов на газовое топливо</i>	347
Перевод печей на газовое топливо	350
Перевод паровых котлов на газовое топливо	358
Литература	368

Газогорелочные устройства. Проф., д-р техн. наук Иванов Ю. В. Изд. 2-е, перераб. и доп. М., изд-во «Недра», 1972. 276 стр.

В книге обобщены материалы по достаточно простому и прошедшему длительную и успешную проверку на практике методу расчета газовых и комбинированных горелок, основанному на принципе равномерного распределения газа в потоке воздуха в горелке. Горелочные устройства, сконструированные по этому методу расчета, обеспечивают сжигание газа различной теплоты сгорания без потерь тепла с химической неполнотой сгорания при достаточно малых избытках воздуха.

Расчеты газовых горелок приведены на конкретных примерах. При этом основное внимание уделено методу расчета наиболее распространенных газовых и комбинированных горелок с принудительной подачей воздуха, применяемых при сжигании газа в топках паровых котлов и печах.

Книга предназначена для работников проектных и наладочных организаций, а также для эксплуатационного персонала электростанций и других промышленных предприятий, в паровых котлах и печах которых сжигается газообразное топливо. Она может быть использована также студентами теплоэнергетических факультетов вузов.

Таблиц 12, иллюстраций 180, список литературы — 205 названий.

3—8—3
212—72

Проф., д-р техн. наук Иванов Юрий Васильевич
(Ташкентский политехнический институт)

ГАЗОГОРЕЛОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Редактор В. И. Трембовля
Редактор издательства Г. В. Растова. Техн. редактор Н. В. Жидкова.
Корректор В. И. Ионкина

Сдано в набор 27/X 1971 г. Подписано в печать 17/I 1972 г. Т-20274. Формат 70 × 90^{1/16}.
Печ. л. 23,5. Усл. печ. л. 27,5. Уч.-изд. л. 25,40. Бумага № 2. Индекс 1—4—1.
Заказ 880/805—8. Тираж 7300 экз. Цена 1 р. 87 к.

Издательство «Недра». Москва, К-12, Третьяковский проезд, д. 1/19.
Ленинградская типография № 14 «Красный Печатник» Главполиграфпрома Комитета по печати при Совете Министров СССР. Московский пр., 91.

От автора

Практика применения приведенного в книге метода расчета в течение 15-ти лет убедительно подтвердила его справедливость. Как при создании новых конструкций, так и при исправлении неудовлетворительно работающих газогорелочных устройств применение этого метода неизменно приводило к положительным решениям.

Достаточно убедительным и наглядным подтверждением этому являются изменения рекомендаций в новых Нормах теплового расчета котельного агрегата, учитывающих опыт работы горелок, сконструированных по методу расчета. Так вместо избытка воздуха в топках $\alpha_t = 1,15$ в настоящее время рекомендуется $\alpha_t = 1,10$, а допустимая величина потеря тепла от химической неполноты сжигания снизилась с $q_3 = 1,5\%$ до $q_3 = 0,5\%$.

Практически же предложенный метод расчета позволяет конструировать газогорелочные устройства, обеспечивающие полное сжигание газа ($q_3 = 0$) при избытках воздуха $\alpha_t = 1,03 \div 1,05$.

Помимо существенной экономии такого высокоценного топлива, как природный газ газогорелочные устройства, разработанные по методу расчета, позволяют сжигать высокосернистые газы при обеспечении минимальной коррозии хвостовых поверхностей нагрева котельных агрегатов.

Результаты исследований, выполненных за последние годы на лабораторных стендах и на действующих промышленных агрегатах, и широкое использование предложенного автором метода расчета на практике способствовало расширению области его применения и дальнейшему раскрытию больших возможностей, содержащихся в этом методе. Все это позволило при переиздании книги несколько развить метод расчета и уточнить некоторые его положения.

Автор выражает благодарность редактору книги В. И. Трембовле за ряд ценных замечаний по рукописи.

ВВЕДЕНИЕ

С каждым годом в СССР возрастают добыча и использование газообразного топлива. Если в 1955 г. было добыто около 9 млрд. м³ природного газа, в 1960 г. — 47 млрд. м³, в 1970 г. — 198 млрд. м³, то в 1975 г. согласно Директивам XXIV съезда КПСС будет произведено и добыто 300—320 млрд. м³ газа.

Применение газа в качестве топлива исключительно выгодно, так как затраты на его добычу и доставку невелики по сравнению с затратами на другие виды топлива. Если в пересчете на условное топливо стоимость угля принять за 100%, то для мазута она составит 29%, а для газа лишь 10%. Но даже при этих условиях возникает задача огромной важности — экономить голубое топливо, причем не только проценты, но и доли процента сжигаемого газа.

Экономичное сжигание газа требует совершенствования газовых горелок всех конструкций, но в первую очередь наиболее распространенных типов высокопроизводительных горелок с принудительной подачей воздуха. Опыт эксплуатации современных котельных установок высоких параметров в нашей стране и за рубежом убедительно показал, что от работы горелок в значительной мере зависят надежность и экономичность работы котлоагрегатов.

Существующие газогорелочные устройства, сконструированные на основе практического опыта без теоретического обоснования, в большинстве случаев работают на режиме, характеризующемся неоднородностью среды из-за неравномерного распределения газа по сечению воздушного потока в горелке и в факеле. Это в ряде случаев приводит не только к потерям тепла от недожога даже при повышенных избытках воздуха в камере горения, но и к повреждению поверхностей нагрева труб вследствие газовой коррозии их при сжигании высокосернистых газов. Предупреждение и устранение этих отрицательных явлений может быть достигнуто лишь на основе изучения процессов, протекающих в различных горелках, создания и внедрения в практику научно обоснованного инженерного метода расчета и конструирования горелочных устройств, обеспечивающего полное сжигание газа при малых избытках воздуха.

В настоящей книге приведено обоснование разработки основ расчета и проектирования газовых горелок с принудительной подачей воздуха,

исходя из выдвинутого общего принципа конструирования газогорелочных устройств для газообразного, жидкого и пылевидного топлива.

Широкая практика эксплуатации на ряде промышленных объектов горелочных устройств, рассчитанных и спроектированных по разработанному автором методу, полностью подтвердила правильность основных исходных положений.

Можно надеяться, что в дальнейшем, при создании принципиально новых, более совершенных мощных газогорелочных устройств и модернизации существующих, излагаемый метод позволит добиться правильных конструктивных решений и тем самым обеспечить высокие эксплуатационные показатели агрегатов, сжигающих газ.

ГОРЕНИЕ ГАЗОВ
ОБЛАСТИ ГОРЕНИЯ ГАЗА

Организация топочных процессов состоит в основном в том, чтобы предельно использовать теплоту сгорания газа и получить наибольшее тепловыделение в топке, при обеспечении всех ее расчетных показателей. Иногда накладываются еще дополнительные условия по характеру тепло-выделения в факеле: в одних случаях требуется короткое, а в других — длинное пламя. На процесс горения газа в факеле, особенно на полноту его сжигания, влияют внутренние и внешние условия.

Внутренние условия определяются соотношением количеств и скоростей газа и воздуха, процессами взаимодействия потоков разных размеров в горелке и в факеле, начальными температурами обоих компонентов (температурой смеси), исходным составом газа и др.; в н е ш н и е — условиями зажигания (подводом тепла к корню факела), габаритами камеры горения, главным образом в направлении пути факела пламени, температурой в камере горения, теплоотводом от факела и др. Для успешного сжигания газа должны быть обеспечены необходимые внутренние и внешние условия.

Если внутренние условия для завершения полноты сжигания газа обеспечены, а внешние нет, например факел пламени в камере горения касается холодных поверхностей, то последние покрываются налетом, представляющим собой потери топлива в виде негоревшего углерода. При соприкосновении с холодными поверхностями пламя настолько охлаждается, что для протекания полной реакции соединения топлива с окислителем температура становится недостаточной.

Температура факела может снизиться также вследствие увеличенного теплообмена в камере горения между пламенем и охлаждающими поверхностями, в результате чего для завершения полной реакции горения может оказаться недостаточной времени пребывания газов в камере. В этом случае также неизбежны потери тепла от химической неполноты сгорания.

Внутренние условия являются основными для организации и завершения процесса горения газа. Степень совершенства горения устанавливается анализом продуктов сгорания. При полном сжигании топлива горючие составляющие в продуктах сгорания не обнаруживаются, при неполном — выявляется окись углерода, а при определенных условиях — и составляющие исходного горючего газа.

При горении с недостаточным количеством воздуха в топке или печат (α_т* < 1) процесс протекает в восстановительной атмосфере, в которой продукты сгорания обладают способностью восстанавливать окись углерода. Например, для того чтобы углеродистая сталь не окислялась при нагреве до температурыковки или проката, природный газ нужно сжигать при α = 0,56 ÷ 0,53.

Процесс горения с избытком воздуха (α_т > 1) характеризуется окислительной атмосферой, в которой продукты сгорания способны окислять нагреваемый металл.

Удельное тепловыделение достигает своего предела при полном сгорании и коэффициенте избытка воздуха, равном единице. Как при меньшем, так и при большем его значении уменьшается выделение тепла.

На практике процесс горения газообразного топлива происходит в устройствах поточного типа (топки котлов, печи, различные камеры горения и т. д.), отличающихся весьма сложными аэродинамическими характеристиками. При высоких температурах и концентрациях, которые обычно обеспечиваются в таких устройствах, при достаточной активности составляющих горючей смеси химическая реакция протекает со столь значительной скоростью, что процессы смесеобразования отстают по скорости протекания от химической реакции горения и тем самым тормозят процесс сжигания.

В общем случае полное время сгорания τ_с складывается из времени, необходимого для возникновения физического контакта между окислителем и горючим τ_ф, времени нагрева горючей смеси до температуры воспламенения τ_в и времени протекания самой химической реакции τ_х

τ_с = τ_ф + τ_в + τ_х. (1.1)

В случае газообразного состояния обоих реагентов τ_ф называется временем смесеобразования.

Если время смесеобразования несоизмеримо больше времени, необходимого для прогрева и протекания химической реакции, т. е. τ_ф ≫ τ_х и τ_ф ≫ τ_в, то практически τ_с ≈ τ_ф. Это означает, что процесс протекает в диффузионной области. Примером такого процесса является горение газообразного топлива, вводимого в топку не перемешанным с окислителем. В этом случае время смешения значительно превышает скорость химической реакции.

Обычно при смесях с большим удельным тепловыделением (к которым вполне можно отнести природные газы) в топочной камере удается поддерживать достаточно высокую температуру процесса, при которой химическая реакция протекает практически мгновенно (если, конечно, осуществлено смешение горючего и окислителя).

* α_т — избыток воздуха в топке.

Если время смесеобразования и время на прогрев смеси, наоборот, оказываются несоизмеримо меньшими времени, необходимого для протекания химической реакции, т. е. $\tau_{\phi} + \tau_{\nu} \ll \tau_{\kappa}$, то практически $\tau_c \approx \tau_{\kappa}$. Это означает, что процесс протекает в кинетической области. Примером такого процесса является введение в топку заранее приготовленной однородной горючей смеси (смеси газообразного топлива с газообразным окислителем) при температуре, близкой к температуре воспламенения.

Следовательно, организация процессов сжигания топлива в воздушном потоке может основываться на двух различных принципах: кинетическом и диффузионном.

В случае применения кинетического принципа предварительно создается однородная (гомогенная) смесь топлива и воздуха, которая и вводится в готовом виде в топочное устройство.

Отличительной особенностью приготовленной таким способом горючей смеси является однородность и постоянство всех ее основных характеристик. Горение протекает в однородной среде при постоянном избытке воздуха ($\alpha_{\tau} = \text{const}$) с постоянной теплопроизводительностью ($Q = \text{const}$).

В стационарных процессах предварительное образование однородной горючей смеси получило широкое распространение при сжигании газа в печах и котлах небольшой производительности. Горелочные устройства, в которых происходит сжигание таких газозоодушных смесей, носят название горелки предварительного смешения или беспламенные. При диффузионном сжигании создают такие условия для протекания процесса, при которых смесь сгорает медленно по мере ее образования, т. е. при соприкосновении топлива и окислителя в соответствующих количественных соотношениях.

Поскольку при высоких температурах развиваемого очага горения скорость химической реакции значительно больше скорости смесеобразования, то фактическая скорость сгорания топлива равна скорости смесеобразования. Такой метод сжигания топлива получил широкое распространение при сжигании газа в котлах и печах.

Интенсивность смесеобразования в горелке и факеле регулирует процесс сжигания газа в диффузионной области. Эта регулировка может быть подразделена на установочную и эксплуатационную. Первая обеспечивается расчетом конструктивных параметров горелки. Она зависит от углов встречи потоков, отношения скоростей газа и воздуха, соотношения размеров этих потоков и определяется аэродинамикой взаимодействующих потоков топлива и окислителя. В этом случае горелка прежде всего играет роль смесователя заданной интенсивности.

Эксплуатационная регулировка определяется конструктивными и режимными параметрами, но, в отличие от первой, она может быть изменена в процессе эксплуатации. Например, горелки можно снабдить поворотными лопатками для изменения направления воздуха и газа, изменения скоростей и даже размеров струй газа и потоков воздуха. При изменя-

ющейся в процессе эксплуатации регулировке горение газа меньше зависит от конструктивных (начальных) элементов.

При заданных и неизменных конструктивных элементах горелки интенсивность смесеобразования может изменяться лишь в узких пределах, так как соотношение между подаваемыми в горелку количествами газа и воздуха также может изменяться лишь незначительно. Такие дутьевые горелки (с принудительной подачей воздуха) просты по конструкции, но сложны для расчета. Они широко применяются при сжигании газа в топках паровых котлов и в печах разной производительности. Трудность регулировки путем изменения режима их работы требует разработки метода расчета таких горелок. Расчет горелки любой производительности в каждом конкретном случае должен обеспечить полноту сжигания газа при минимальных избытках воздуха. Если первоначальный расчет не верен или горелка, изготовленная без расчета, не обеспечивает желательного смесеобразования газа с воздухом, то без конструктивных изменений горелки наладить ее работу режимными мероприятиями обычно не удается даже при больших избытках воздуха.

Наиболее распространенные горелки с установочной регулировкой могут быть снабжены и устройствами для эксплуатационной регулировки, позволяющими менять на ходу направления потоков топлива и воздуха и даже их размеры, что существенно расширяет в таких горелках пределы регулирования процессов смесеобразования в факеле. Но эти горелки сложнее по выполнению.

Кроме рассмотренных выше двух принципов сжигания газа — кинетического и диффузионного, существует еще смешанный принцип сжигания. Горелки, работающие по смешанному принципу, где газ предварительно смешивается лишь с частью воздуха, широко распространены в топочно-печной технике. Изменение количества этой части воздуха α' в горелках смешанного типа является добавочным принципом регулировки, так как изменение соотношений между первичным и вторичным воздухом непосредственно воздействует на форму и рабочий объем факела пламени. С этим тесно связаны светимость и устойчивость факела. Здесь и далее α' — коэффициент избытка воздуха (первичного воздуха) в горелке.

Светимость газового факела. В горелках с принудительной подачей воздуха характер газового факела определяется основной ролью горелки как смесователя заданной интенсивности. При частичном предварительном перемешивании струй газа с воздухом в горелке горение факела происходит не по внешней пламенной оболочке, а по всему объему смеси. По теории Франк-Каменецкого [182], горение вследствие микродиффузии происходит по всему сечению факела с примерно равной интенсивностью (по мере образования горючей смеси) по поверхности раздробленных газовых частиц, окруженных воздухом.

Следовательно, если разделить весь объем факела на бесконечно большое число элементарных объемов, то в каждом из них в данный момент газ находится в определенной стадии развития процесса.

Собственно реакцией горения охвачено лишь небольшое число элементов, в остальных объемах протекают подготовительные процессы. Кроме того, большое число элементов занято либо чистым газом, либо чистым воздухом, либо чистыми продуктами сгорания, либо продуктами сгорания, смешанными с воздухом или газом.

Характерным для факельного процесса — процесса, протекающего в диффузионной области, является то, что элементарные объемы газа, попавшие в наименее благоприятные условия, и определяют в конечном итоге длину факела и необходимые для полного выгорания газа габариты топки. Совершенство процессов перемешивания в факеле определяет допустимую величину теплового напряжения, вид и характер факела. При некоторых условиях недостаточного смесеобразования в горелке и в факеле может создаться такое положение, когда процесс нагрева горючего газа будет идти параллельно с процессом его смешения с воздухом, а иногда и опережать процесс смешения. При этом оказывается, что огневой процесс развивается различно в зависимости от того, каково отношение горючего газа к нагреву без доступа воздуха. По этому признаку горючие газы можно подразделить на две группы — теплоустойчивые и теплонеустойчивые. Первые не претерпевают каких-либо химических изменений при нагревании в широком диапазоне температур. К таким газам относятся, например, водород и окись углерода, которые сохраняют свою молекулярную структуру до температуры примерно $2500\text{--}3000^\circ\text{C}$ и лишь при этих температурах начинают распадаться соответственно на атомарный водород, углерод и кислород.

Теплонеустойчивые газы легко разлагаются при сравнительно небольшом нагревании без доступа воздуха. К таким газам принадлежат все легкие углеводороды и в первую очередь их наиболее характерный представитель — метан, который начинает разлагаться при температуре около 300°C . При температуре порядка 900°C метан без доступа воздуха разлагается на атомарный углерод и водород.

Все природные газы СССР относятся к группе теплонеустойчивых газов. Поэтому при сжигании природных газов в условиях, когда они проходят период нагрева без доступа воздуха (например, в условиях недостаточного перемешивания), горючий газ подвергается пиролизу и другим превращениям. В результате этого появляются мельчайшие частицы твердого вещества, образующиеся путем агломерации атомарного углерода (в виде сажи). Размеры частиц очень малы — приблизительно $0,3\text{ мкм}$. Количество же их огромно, и в раскаленном состоянии они придают факелу ослепительный ярко-желтый цвет, характерный для углеводородных газообразных топлив. Создание такого светящегося факела при высокой температуре, например в печах, позволяет в ряде случаев организовать интенсивный теплообмен излучением. Целесообразность применения светящегося или несветящегося факела пламени должна рассматриваться в зависимости от конкретных условий данного теплового агрегата. Предварительное и тщательное смешение любого газа с воздухом в горелке при-

водит к несветящемуся пламени, что характерно для работы топок с горелками предварительного смешения.

Если процесс перемешивания и сжигания происходит в рабочем пространстве котла или печи, то при недостаточном перемешивании газа с воздухом будут происходить прогрев газа и его разложение с выделением сажистого углерода, пламя при этом будет характеризоваться также видимым лучеиспусканием. Сжигание газа с растянутым перемешиванием в факеле пламени обеспечивает более равномерное распределение температуры, например по длине печи, а следовательно, и более равномерный нагрев материала.

Если же горючий газ относится к категории теплоустойчивых, например доменный газ, то предварительный его нагрев без доступа воздуха не сказывается на характере факела.

Устойчивость (стабилизация) фронта воспламенения. Каждая горелка в заданных пределах изменения производительности должна обеспечить стабилизацию фронта воспламенения. Вопрос стабилизации факела подробно рассматривается в работах Г. Ф. Кнорре [86]. Факел считается устойчивым, если при установившемся режиме подачи горючего газа он стабилизируется вблизи устья и не меняет своего среднего положения в пространстве. Это состояние факела является результатом взаимодействия скорости распространения пламени и противодействующей ей скорости потока газозооной смеси, выходящей из устья. Пока последняя превышает скорость распространения пламени, явления втягивания пламени в горелку, или так называемого явления проскока пламени, не происходит. При слишком большой скорости выхода из горелки газозооная смесь не успевает в достаточной мере прогреться за счет рециркуляции из топки продуктов сгорания к корню факела и происходит отрыв факела (погасание пламени).

Вопросы устойчивости пламени очень важны в топочной технике, особенно при высокофорсированной работе горелочных устройств. В работах Л. Н. Хитрина [184] показано, что устойчивой частью конусообразного фронта горения в горелках кинетического типа (с предварительно перемешанной смесью) является его периферийная часть, прилегающая к горелке. В ней конус загибается с развертыванием краев на плоскость (аналогично приведенному на рис. 2.10), при этом соблюдается условие равенства нормальной скорости распространения пламени и скорости движения смеси.

Внутренняя поверхность разомкнутого факела, прилегающая к краям газовой горелки, также является устойчивой частью фронта горения. Периферийная и внутренняя поверхности факела играют роль постоянных зажигательных поясов для всего фронта пламени, без которых оставшаяся часть фронта будет снесена потоком газа, что, как указывалось, приводит к погасанию пламени. Обеспечение постоянного источника зажигания факела с периферии и с центра особенно целесообразно при сжигании газов малой теплоты сгорания, например для газов подземной газификации твердого топлива или отходов сажевых заводов.

Физико-химические процессы, протекающие в реальных теплотехнических агрегатах, сравнительно сложны и разнообразны, поэтому на пути достижения высоких показателей, например, работы топочных устройств имеется много препятствий, главным образом из-за трудности сжигания твердого и жидкого топлив, являющихся основными или резервными. На специальных газовых котлах уже сейчас имеется вполне реальная возможность осуществить сжигание газа без потерь тепла от химической неполноты сгорания в топках с теплонапряжением объема на порядок выше, чем в существующих топках котельных установок.

Скорость горения газа весьма велика в результате того, что это топливо допускает наиболее совершенное — молекулярное перемешивание с окислителем. Химические реакции горения обладают цепным характером, и при благоприятных условиях (высокие температуры и концентрации) скорости их достигают очень высоких значений. Газообразное топливо, перемешанное с воздухом, отличается тем преимуществом, что скорость его сгорания (например, в топках котлов и высокотемпературных печах при температуре выше 1000° С) можно считать практически неограниченной. Форсировка установок может лимитироваться лишь условиями воспламенения и стабилизацией факела пламени.

Воспламенение горючей смеси при существующих и даже повышенных теплонапряжениях и форсировках в большинстве промышленных установок — задача вполне выполнимая. Как правило, это достигается применением ряда технических приемов, сводящихся к подводу раскаленных продуктов сгорания к корню факела [86].

В заданных пределах изменения производительности каждое горелочное устройство должно обеспечить устойчивое зажигание и стабильность фронта воспламенения в факеле.

В круглых (вихревых) горелках с закрученным потоком периферийная и внутренняя части разомкнутого факела (в сечении устья) обеспечивают устойчивость фронта горения. В горелках любой формы (щелевидных, прямоугольных, круглых и др.) с прямоточным (незакрученным) движением потока поджигание факела происходит с периферии благодаря вихреобразованию вокруг устья, вызванному вытекающей из него газозвушной смесью. При этом достаточно перемешать лишь периферийный слой газа с воздухом, так как воспламенение газа происходит в широких пределах изменения коэффициента избытка воздуха. В частности, воспламенение природного газа происходит в смеси с воздухом при изменении коэффициента избытка воздуха от 0,62 до 1,93. Обеспечить в факеле концентрацию горючей смеси с содержанием воздуха в этих пределах на периферии факела природного газа не представляет особых затруднений. Поэтому воспламенение горючей смеси в топочно-печной технике обычно не лимитирует процесса сжигания газа.

Смесеобразование в факеле — процесс перемешивания горючего с окислителем до образования горючей смеси — наименее изученный процесс;

он определяет характер протекания горения, длину, форму и излучательную способность факела и, самое главное, полноту сжигания газа в камере горения.

Недостаточная изученность процессов перемешивания горючего с окислителем объясняется не тем, что этим явлениям уделялось мало внимания, а в основном их сложностью. Как правило, в горелках, топках и печах процесс перемешивания газа и окислителя происходит при взаимодействии потоков разных размеров, движущихся с различными скоростями под разными углами атаки и имеющих различные температуры, плотности и количества (от 1 : 1 до 20 : 1). Это показывает, что количественная оценка процесса перемешивания — задача нелегкая.

Наиболее наглядно влияние процесса перемешивания на процесс горения проявляется при раздельном вводе в камеру (предварительно не перемешанных) топлива и окислителя. Такой способ подачи используется, например, в тех случаях, когда воздух или горючий газ или тот и другой подогреваются до температуры воспламенения или близкой к ней и когда предварительное смешение их невозможно, поскольку вызвало бы преждевременное воспламенение смеси еще до поступления ее в камеру. Это диктует свои условия в области организации горелочного устройства и приводит к значительно более длинному факелу пламени, чем в случае предварительно приготовленной горючей смеси.

Основная задача конструирования рациональных газогорелочных устройств для промышленных установок, помимо осуществления полного сжигания газа, в особенности применительно к печной и котельной практике, сводится к обеспечению возможности регулировать качество смешения в факеле и сообразно с этим изменять длину, форму и излучающую способность факела. Для некоторых печей наряду с решением задачи, связанной с режимом обогрева в неокислительной среде, необходимо выполнить еще ряд дополнительных условий.

Существенное значение имеет поэтому изучение влияния различных факторов на перемешивание газа с воздухом. Такие исследования проводились в разных странах в основном не на промышленных установках, а на их уменьшенных моделях. Моделирование (исследование на уменьшенных моделях), основанное на теории подобия, с начала 30-х годов и по настоящее время — наиболее распространенный метод научного исследования и обобщения экспериментальных данных.

Метод моделирования, разработанный в нашей стране М. В. Кирпичевым и М. А. Михеевым [84], А. А. Гухманом [52] и др., позволяет не только быстрее и дешевле получить результат, но и проверить экспериментально влияние каждого параметра в отдельности (что на натурной установке, как правило, осуществить трудно).

Многочисленные исследования на основе метода моделирования способствовали разработке и созданию рациональных типов теплотехнических установок, в том числе газогорелочных устройств, и выявили факторы, влияющие на перемешивание топлива с воздухом.

Можно считать, что интенсификация процессов смесеобразования в газовых горелках производится двумя путями: дроблением потоков большого размера на более мелкие (переход к струям) и повышением масштаба и интенсивности турбулентности потоков (переход к закрученным и пульсирующим потокам).

Интенсивность процесса смешения струи возрастает с применением следующих схем:

- струя в спутном потоке (угол между струей и потоком равен 0°);
- струя в поперечном потоке (угол между струей и потоком изменяется от 30 до 90°);
- струя во встречном потоке (угол между струей и потоком изменяется примерно от 120 до 180°).

Для случая одной струи газа, да к тому же развивающейся в спутном потоке, как, например, в инжекционных горелках, естественно, смеситель получается большого размера в осевом направлении (в направлении пути перемешивания). Теплопроизводительность единичной горелки, организованной на таком принципе, не может быть большой в приемлемых размерах (недостаточен путь смешения).

В этом случае для повышения теплопроизводительности горелки или уменьшения ее размеров при той же теплопроизводительности используется принцип дробления потоков, т. е. переход от одной струи большого размера к системе из нескольких параллельных струй меньшего размера (многосопловые инжекционные горелки, в которых поток газа раздроблен на несколько струй круглой или плоской формы).

Для создания более мощных горелочных устройств (свыше $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$ природного газа) необходимо применение газовых струй, развивающихся в поперечном или встречном потоке воздуха. На этом принципе работают широко распространенные горелочные устройства, но уже с принудительной подачей воздуха.

Можно утверждать, что горелки большой единичной мощности (свыше $7000 \text{ м}^3/\text{ч}$ природного газа) должны быть организованы по схеме двусторонней подачи струй. При этом поток воздуха разделяется как бы на слои, в которые с периферии и с центра подаются газовые струи различного размера.

Еще более интенсифицированным процессом перемешивания обладают горелочные устройства, в которых не только поток газа, но и поток воздуха раздроблен на струи. В частности, такие горелочные устройства, основанные на перемешивании большого числа пересекающихся струй газа и воздуха, исследовались под руководством В. А. Христича [172] в Киевском политехническом институте. Опыты показали, что такой процесс действительно характеризуется повышенной интенсивностью смешения, значительной устойчивостью горения при широких пределах изменения коэффициента избытка воздуха (от $1,0$ до 10) и повышением теплонапряжений камеры горения. Такие горелочные устройства имеют особо благоприятные условия для использования в высокоинтенсифицированных камерах горения газовых турбин, работающих со значительными форсиров-

ками и теплонапряжениями объема камеры, при резко меняющихся избытках воздуха.

Рассмотрим второе направление интенсификации процесса смешения — повышение масштаба и интенсивности турбулентности потоков.

Большинство горелок, установленных в промышленных теплотехнических агрегатах, работает при развитом турбулентном режиме. Однако в горелках с прямоточным (незакрученным) потоком интенсивность турбулентного смешения несколько ниже, чем в горелках с закрученным потоком воздуха. В последних при прочих равных условиях перемешивание в горелке и в факеле заканчивается на более коротком пути.

Используя при конструировании газогорелочных устройств отмеченные выше способы интенсификации перемешивания, необходимо учитывать следующее.

Повышение интенсивности смесеобразования, в особенности при создании малогабаритных горелок большой мощности (более $3000 \text{ м}^3/\text{ч}$), обычно связано с повышенными затратами энергии на преодоление сопротивления ее трактов. Поэтому при проектировании газовых горелок в первую очередь необходимо учитывать, каким требованиям должно удовлетворять данное горелочное устройство.

При повышенном смесеобразовании (коротком факеле), регулировке в большом интервале изменения нагрузок (более 50%) и большой теплопроизводительности установок рационально конструировать горелки с малым гидравлическим сопротивлением воздушного тракта. В этих случаях наиболее целесообразно использовать энергию компонента, подводимого к потребителю под давлением; чаще всего это бывает газ. Тогда нет смысла дробить на струи воздушный поток и затрачивать на это дополнительную энергию. Поэтому обычно дробят на струи только газ, но в принципе можно дробить на струи и воздух.

Если, например, при создании горелки с подачей воздуха за счет инжекции газовой струи или струй длина смесителя получается предельно большой относительно места для горелки или не удовлетворяются условия регулирования ее работы, то необходимо перейти к созданию горелки меньших размеров с принудительной подачей воздуха.

Чем больше единичная мощность горелки и чем меньше путь факела в камере горения, тем большим количеством средств по интенсификации процессов смесеобразования в горелке и топке придется пользоваться при разработке горелочного устройства. Некоторыми специалистами это понимается как неизбежный переход на горелки с закрученным потоком воздуха. Поэтому необходимо внести ясность в вопрос использования в горелках прямоточного или закрученного потока воздуха.

При конструировании газовых горелок для теплотехнических установок (промышленных топок котлов и печей), при обычных и даже повышенных теплонапряжениях, условия смесеобразования не вызывают необходимости закручивать поток воздуха. К сожалению, в большой группе так называемых комбинированных горелок смешение газа приходится вынужденно производить с закрученным воздушным потоком, который обычно

необходим для удовлетворительного сжигания основного топлива — твердого или жидкого. Это приводит к повышенным потерям напора и необходимости применения мер по защите горелки от обгорания.

В газомазутных горелках обычно воздушный поток закручен, а в пылегазовых закручен только в горелках круглой формы с тангенциальным подводом воздуха. В газовых горелках, как правило, нет необходимости специально создавать закрученный воздушный поток.

Можно спроектировать по расчету прямоточные горелки, основанные на струйном принципе перемешивания, которые обеспечат полноту сжигания газа в камере горения при вдвое меньших потерях энергии по воздушному тракту с теплонапряжениями в несколько миллионов килокалорий на $1 \text{ м}^3/\text{ч}$.

При рациональном конструировании газогорелочных устройств на основе разработанного метода необходимо учитывать все перечисленные выше приемы интенсификации смесеобразования в горелке и факеле и использовать их в полном соответствии с требованиями, предъявляемыми к горелочным устройствам данным теплотехническим агрегатом.

ОСНОВЫ РАЗРАБОТКИ МЕТОДА РАСЧЕТА

В первоначальных публикациях метода расчета газовых горелок [68, 72, 73] нами не приводились обоснования его разработки. Это делалось намеренно, чтобы изложить метод расчета в наиболее простой и общедоступной форме без усложняющих его доказательств и тем самым привлечь к нему внимание эксплуатационников и проектировщиков. Действительно, возможность создания горелок по расчету привлекла внимание, и по предложенному методу было рассчитано, сконструировано и внедрено много различных типов газогорелочных устройств с принудительной подачей воздуха, что сэкономило стране десятки миллионов кубометров высококачественного топлива. Испытания горелок в работе подтвердили правильность предложенного метода, что позволило в последующие годы быстро и успешно перевести на газ много паровых котлов энергосистем и промышленных предприятий.

В настоящее время, когда метод расчета газовых горелок прочно вошел в практику работ по проектированию, реконструкции и переводу котлов на газообразное топливо, следует подробно рассмотреть основные исходные положения и предпосылки, заложенные в основу разработанного метода расчета, что позволит читателю более полно разобраться в нем и использовать материалы книги в своей практической деятельности.

Разработка требований к горелочным устройствам является необходимой предпосылкой разработки метода их расчета и проектирования. Например, горелки для котлов должны обеспечивать полноту сжигания газа с малыми избытками воздуха, в случае необходимости — сжигать газ с высокими тепловыми напряжениями, а при наличии пароперегревателей — еще и обеспечивать заданную температуру перегрева пара.

Обычно в горелках промышленных печей не должен сжигаться газ с высокими теплонапряжениями. Это недопустимо как по технологическим условиям нагрева материалов, загруженных в печь, так и по условиям стойкости сводов печей. Горелки в основном должны обеспечить максимальную теплоотдачу от пламени нагреваемым материалам. При этом отдача тепла должна быть направленной за счет создания жесткого, длинного и настильного факела. Часто по условиям технологии необходима регулируемая длина факела пламени и даже тепловыделение по длине должно соответствовать определенной интенсивности.

В некоторых печах не допускается взаимодействие окислительных продуктов сгорания с нагреваемыми изделиями во избежание окалины (например, в нагревательных печах) или, наоборот, требуется обеспечение активного взаимодействия с целью выгорания углерода (например, в мартеновских печах).

В общем случае перечень основных требований, которым должны удовлетворять рассчитываемые горелочные устройства, для паровых котлов и печей, обеспечивающих полноту сжигания газа, можно свести к следующим положениям:

полная надежность и безопасность в работе. Для этого необходимо ограничение тепловыделения непосредственно в горелке при минимальном подводе продуктов сгорания из топки к ее устью для зажигания топливовоздушной смеси. Обеспечение охлаждения горелки от перегрева потоками воздуха и газа;

устойчивость зажигания, обеспечиваемая стабилизацией фронта горения в широких пределах изменения теплопроизводительности горелок; простота конструкции, изготовления, обслуживания, ревизии, ремонта и автоматизации работы горелки по простейшим схемам;

универсальность — возможность использования в установках различных типов в качестве комбинированного устройства, обеспечивающего полное сжигание газа и любого другого вида топлива (основного и резервного) при удовлетворении технологических требований установок;

минимальное сопротивление по воздушному тракту, а для горелок, сжигающих газы с лимитированным давлением, также и по газовому тракту;

• обеспечение в случае надобности в камере горения заданной атмосферы (восстановительной или окислительной);

при режиме сжигания газа сохранность горелочного оборудования для других (резервных) видов топлива;

бесшумная работа на всех нагрузках, без вибраций арматуры и элементов установки (котлов, печей и т. п.);

обеспечение, в случае необходимости, требуемой длины факела пламени в камере горения;

возможность быстрого и легкого перехода с газа на другое топливо и обратно, сохраняя при этом в широких пределах изменения теплопроизводительности экономичную работу, отвечающую технологическим условиям установки.

Рееф

Естественно, что каждое конкретное горелочное устройство должно удовлетворять лишь некоторым из перечисленных требований. Так, газовые горелки не должны удовлетворять требованиям, предъявляемым к комбинированным, и т. п.

Перечисленные требования к газогорелочным устройствам позволили сформулировать общие исходные принципиальные позиции (принципы), которые желательно положить в основу разработки метода расчета газовых горелок.

В основном их можно свести к следующим:

1) метод должен быть единым для расчета всех типов горелочных устройств с принудительной подачей воздуха, сжигающих любые горючие газы;

2) метод расчета должен быть основан (если это окажется возможным) на едином процессе, характерном для всех горелочных устройств, сжигающих в распыленном состоянии жидкие, твердые и газообразные топлива;

3) желательно, чтобы создаваемый метод был основан на расчете процесса, происходящего в горелке и определяющего все последующие процессы перемешивания горючих с окислителем, включая процесс собственно сжигания газа в факеле;

4) метод расчета должен быть предельно простым для практического использования широкими кругами технических специалистов и в то же время научно обоснованным;

5) метод должен быть устойчивым во времени с тем, чтобы естественный ход развития науки и техники позволял его совершенствовать и уточнять, но не заменять или отменять.

Возникает вопрос: можно ли найти или есть ли единый принцип, характерный для работы горелочных устройств, сжигающих различные газообразные топлива? Тем более неясно, есть ли вообще возможность создать метод расчета, единый для всех типов горелочных устройств, сжигающих газообразные, жидкие и твердые топлива.

Очевидно, что даже попытка нахождения такого принципа является заманчивой, не говоря уже о ее перспективности в случае удачи. По-видимому, это возможно лишь при условии, что главный принцип, положенный в основу работы горелочных устройств, соответствует физической сущности процессов, определяющих смесеобразование в горелке, факеле и горение топлив любого вида.

Обычно рассматриваются отдельно условия сжигания столь различных видов топлива, как газообразное, жидкое и твердое (хотя бы и в распыленном состоянии). Поэтому, бесспорно, имелись веские основания для сомнений, есть ли такой единый принцип сжигания всех видов топлив, который можно было бы положить в основу разрабатываемого метода расчета горелочных устройств.

Для лучшего изложения сущности разработки метода, а также для понимания исходных позиций ниже излагается разработка метода в той последовательности, как она складывалась у автора.

Очевидно, для удовлетворения первого принципа необходимо попытаться в различных, наиболее распространенных типах горелок, найти общий и наиболее характерный процесс, определяющий работу газовых горелок. Представляется, что для всех горелок с принудительной подачей воздуха и газа общим и наиболее характерным будет процесс струйного развития и распределения газа в потоке воздуха. Взаимодействие струй с потоком может происходить при различных углах атаки, но в большинстве конструкций струи газа развиваются в поперечном потоке воздуха. Не вдаваясь в детали сложного процесса развития и взаимодействия струй газа с потоком воздуха, можно принять, что этот процесс является определяющим для смесеобразования, протекающего как в горелке, так и в факеле. Следовательно, процесс развития и взаимодействия струй газа с потоком воздуха можно положить в основу расчета всех конструкций газогорелочных устройств с принудительной подачей газа и воздуха [68, 72].

Для установления, что же в этом взаимодействии газовых струй с воздушным потоком является существенным для процесса горения, необходимо обратиться, в соответствии со вторым принципом, к анализу работы горелок, сжигающих жидкие и твердые топлива в распыленном состоянии. Частицы пылевидного и капли жидкого топлива в потоке воздуха выгорают на сравнительно большом пути в факеле как в печах, так и в топочных камерах паровых котлов. Условием, обеспечивающим полноту сжигания топлива, является непрерывный подвод окислителя к каждой частичке распыленного топлива на всем пути их движения в факеле. Это позволяет предположить, что основным назначением горелки, а следовательно, процесса взаимодействия топлива с воздухом в горелке, и должно быть обеспечение последующего процесса — непрерывного подвода окислителя к горючему на всем пути факела. Наиболее вероятным способом это можно осуществить, если горючее будет транспортироваться самим потоком окислителя.

Из практики сжигания пылевидного и жидкого топлив известно, что при особо неудовлетворительных условиях начального распределения топлива по сечению воздушного потока неизбежно появление потерь тепла от механической и химической неполноты сгорания, так как за короткое время пребывания топлива в топке (1—2 сек) его частички могут не войти в контакт с окислителем даже при больших значениях коэффициента избытка воздуха. В то же время ликвидация только недостатков начального распределения горелкой топлива в потоке воздуха в тех же топочных камерах обеспечивает существенное снижение, а в ряде случаев ликвидацию потерь от недожога даже при значительно меньших величинах коэффициента избытка воздуха.

По аналогии можно считать, что и для сжигания газообразного топлива определяющим является обеспечение равномерного распределения

топлива по сечению воздушного потока в горелке или на выходе из нее в топку.

Следовательно, равномерность распределения топлива в воздушном потоке может быть принята в качестве общего принципа работы всех горелочных устройств. Этот принцип и был положен в основу разрабатываемого метода расчета газогорелочных устройств с принудительной подачей воздуха и газа, основанных на струйном характере газораспределения. Если к этому добавить еще условия зажигания и стабилизации факела, то равномерность начального распределения топлива в потоке воздуха является общим принципом, лежащим в основе обеспечения нормальной работы всех горелочных устройств. Поэтому он и был сформулирован в такой форме: если в горелке обеспечить равномерное или заданное струйное распределение горючего газа в воздушном потоке, то при соблюдении условий надежного его воспламенения в топке будет обеспечено сжигание газа без потерь тепла от недожога, при минимальном избытке воздуха [72, 73]. Но при этом возникает вопрос: почему до сих пор ничего не сказано о процессе смешения газа с воздухом? Ведь известно, чтобы сжечь газ, его нужно смешать с окислителем. Почему же за определяющий процесс сжигания газа принимается процесс его распределения в воздушном потоке, а не, как это до сих пор было достаточно распространено, процесс смешения газа с воздухом? По поводу последнего давно известно краткое, даже ставшее крылатым выражение К. Руммеля [205]: «Смешал — сжег». Ответ на этот вопрос, в связи со сложностью процессов смесеобразования, будет дан несколько позже.

Несмотря на всю практическую важность явления диффузионного горения при турбулентном режиме и обширный опыт его применения, до сих пор не имеется не только количественной теории этого явления, но даже общепризнанных фундаментальных представлений, которые могли бы составить основу для такой теории. Это объясняется исключительной сложностью процессов горения вообще, а при турбулентном режиме в особенности.

Сложная природа явлений горения получила отражение в широко распространенном кармановском определении науки о горении как «аэро-термохимии», т. е. как о науке, в которой сочетаются законы аэро- и термодинамики, термохимии, теплопередачи и, наконец, собственно химии (химической кинетики). Ввиду этой сложности первым шагом в построении количественной теории явления горения должно стать создание физико-механической модели, в которой на основе данного опыта определяется, как именно в данном явлении развитие химической реакции сочетается с переносом материи и тепла. В таком аспекте представляется задача ряду специалистов, занимающихся изучением процессов горения.

Количественная разработка различных схем, предложенных рядом исследователей, содержит много интересных мыслей и гипотез [36, 40, 45, 65, 66, 80, 84, 99, 113, 160, 172, 173, 195], но не дает еще таких результатов, которые позволили бы использовать эти схемы в инженерных расчетах.

Следующая трудность связана со сложностью характера взаимодействия потоков, происходящего в горелке от места ввода струй до ее устья или до места начала воспламенения. Этот процесс не имеет ни аналитического, ни экспериментального решения даже для простого случая, а именно, взаимодействия изотермических струй с поперечным свободным потоком. В данном же случае имеет место неизотермический процесс, происходящий в ограниченном потоке при наличии градиента давления в поперечном и продольном направлениях. В то же время эти процессы взаимодействия определяют условия смесеобразования в потоке и, следовательно, выгорание газа в факеле. Как известно, в топках котлов и печах температура превышает 1000°C , и, следовательно, можно было бы ограничиться процессами смешения, так как они в этих условиях и определяют процесс сгорания газа.

Опыты различных исследователей подтверждают это положение, хотя было установлено и влияние на горение диффузии, заданной начальной турбулентностью потоков, выходящих из устья горелки. Однако наиболее существенное и непосредственное влияние на процесс горения оказывают условия начального распределения газа в потоке воздуха и последующее смесеобразование в горелке и факеле.

Итак, пока еще не созданы предпосылки для разработки научно обоснованного метода расчета газовых горелок, который включал бы расчет процессов распределения, смешения и выгорания газа в факеле. Однако практика топливосжигания не может остановиться и ждать, пока будут изучены все закономерности рассматриваемого явления, которые позволят разработать метод расчета всего процесса сжигания газа.

Необходимо разработать метод расчета, который уже сейчас позволил бы конструировать горелочные устройства, удовлетворяющие приведенным выше требованиям и обеспечивающие полное сжигание газа при заданных или очень малых избытках воздуха, в коротком или длинном факеле соответственно требованиям промышленных установок.

Последовательность разработки метода расчета в самом общем виде нам представляется следующей:

- 1) процесс распределения газовых струй в потоке воздуха;
- 2) процесс смешения струй в горелке;
- 3) условия зажигания газа (если это необходимо, в особо тяжелых условиях, для воспламенения и стабилизации пламени);
- 4) условия смешения струй в факеле;
- 5) процесс выгорания газа в факеле (с целью определения длины и условий теплообмена пламени с окружающей средой).

Естественно, что полный расчет всех пяти процессов, объединяющихся выгоранием газа, дело будущего. При разработке метода расчета из рассмотрения процессов, определяющих сгорание газа, пока должны быть исключены процессы перемешивания в факеле и собственно процесс выгорания газа в камере горения. В большинстве случаев сжигания газа в топках котлов и печей при обычных их форсировках процесс зажигания газа

также пока может не учитываться, так как зажигание осуществляется применением надежных инженерных приемов.

Полагаем, что процессы распределения и смешения струй газа с воздухом в горелке имеют определяющее значение для всех последующих процессов (смешения и выгорания газа), протекающих в факеле. Поэтому расчет их, во-первых, положит хорошее и верное начало для расчета последующих процессов и дальнейшей разработки более полного метода, во-вторых, уже теперь позволит выбрать начальные процессы, обеспечивающие полноту сжигания газа при малых избытках воздуха, и, в-третьих, только анализ работы рассчитанных горелок позволит продвинуться в познании последующих процессов перемешивания и горения газа в факеле.

Все это дает возможность считать обоснованным разработку метода расчета газогорелочных устройств. Следует подчеркнуть, что созданный метод позволяет конструировать по расчету горелки с принудительной подачей воздуха, обеспечивающие сжигание газа без потерь тепла от недожога в коротком или длинном диффузионном факеле (в соответствии с требованиями теплотехнического агрегата).

Следует учесть, что ответ на вопрос о причинах потерь тепла от недожога до сих пор неоднозначен и к числу причин относят: 1) неудовлетворительное смешение газа с воздухом в горелке; 2) неудовлетворительное смешение газа с воздухом в камере сгорания; 3) простое смешение (макросмешение) вместо необходимого микросмешения (молекулярного смешения) и, наконец, 4) малую скорость сгорания газа, т. е. влияние кинетических факторов.

К сожалению, ни одна из отмеченных причин не указывает, что нужно сделать в горелке, чтобы устранить потери тепла от недожога в камере горения.

Может показаться, что первая причина дает рекомендацию по улучшению смешения в горелке. Больше того, делаются попытки ввести величину, характеризующую качество смешения [133]. При этом полагают, что, начиная с некоторого ее значения, определяющего неудовлетворительное смешение в горелке, процесс будет сопровождаться химической неполнотой сгорания. Но это может касаться, во-первых, только горелок полного предварительного смешения. Большинство же горелок с принудительной подачей воздуха, о которых здесь и идет речь, имеет недостаточное перемешивание в горелке или совсем его не имеет (при подаче, например, газа на выходе из горелки). Однако и те и другие горелки в одних случаях могут сжигать газ полностью, а в других — с потерями независимо от того, каким значением качества смешения в устье обладают горелки. Во-вторых, эта рекомендация (выдача полностью перемешанной горючей смеси) ведет только к укорочению факела. Практику же в основном интересуют горелки, создающие факел различной длины, к которым вообще не относится рекомендация — улучшать качество смешения.

Вторая причина также не объясняет появления неудовлетворительного смешения газа

с воздухом в камере сгорания. Однако ответ не вскрывает причин неудовлетворительного смешения.

Третья причина — необходимость молекулярного смешения — также не подсказывает, что нужно переделать в горелке, чтобы осуществилось молекулярное смешение в камере горения. Практика сжигания газа показывает, что макросмешение является необходимой предпосылкой молекулярного смешения. Опыты с горелками, обеспечивающими макросмешение по расчету, подтверждают, что газ сжигается полностью и, следовательно, молекулярное смешение обеспечивается в камере.

Четвертая причина придает неоправданно большое значение кинетике процесса горения газа. На самом деле при температуре в камере сгорания выше 1000°C и обеспечении условий зажигания и смешения скорость сгорания газа очень велика и не оказывает заметного влияния на потери газа от недожога.

Внимательный анализ опытных данных по сжиганию газа и условий распределения его в потоке воздуха в горелке (с привлечением закономерностей развития струй в потоке из гл. 4) позволяет ответить на поставленный вопрос. Потери тепла от недожога наблюдаются в горелочных устройствах, в которых нарушен струйный характер течения газа и отсутствует равномерное распределение газа в потоке воздуха в устье горелки. Это приводит к нарушению процесса макросмешения газа с воздухом в факеле, что не только нарушает микросмешение, но и создает условия, при которых часть газа может пройти весь путь в топке, так и не встретившись с предназначенной ей частью окислителя.

Поэтому для любого горелочного устройства первым и основным условием сжигания топлива без потерь является обеспечение равномерного (или с допустимой заданной неравномерностью) распределения топлива по сечению воздушного потока.

Как уже отмечалось, начальное смешение необходимо лишь для образования горючей смеси и обеспечения устойчивого зажигания. При этом доля газа, перемешанного с воздухом до образования горючей смеси, может изменяться в очень широких пределах. Но это не будет сказываться на величине недожога в том случае, если в горелках выполнено условие равномерного или заданного распределения топлива в сечении воздушного потока (при $\alpha' \geq 1$). Здесь доля начальной перемешанности смеси является лишь регулятором длины факела в камере горения и при существующих величинах теплонапряжений не влияет на недожог, в то время как нарушение в распределении газа может повлиять на полноту его сгорания.

Это в особенности станет ясным, если представить, что, например, в круглой горелке или на выходе из нее поток воздуха как бы разделен на бесконечное число слоев и в каждый такой слой равномерно подводится соответствующее стехиометрическому соотношению множество микро-струй газа. В этом гипотетическом случае происходит предварительное микросмешение и при зажигании горючая смесь сгорает на кратчайшем пути. Если количество слоев воздуха будет конечным и даже небольшим и к каждому слою будет подведено равномерно конечное число газовых

струй с расходом, соответствующим расходу воздуха по кольцу, то и в этом случае сохранится условие завершения в факеле процесса смесеобразования, а следовательно, и сжигания газа. Конечно, факел в этом случае удлинится и по мере увеличения размера воздушных слоев и газовых струй (за счет уменьшения их числа) будет продолжать удлиняться. Максимальной длины факел достигнет, когда газовые струи сольются в одну (весь расход газа идет одной струей большого размера), а поток воздуха будет облетать факел при соотношении скоростей, равном единице.

Следовательно, условием, гарантирующим выгорание газа, является создание потока воздуха, как бы перфорированного газовыми струями равномерно по сечению горелки.

При движении такого потока в камере горения или даже раздробленного по частям и направленного в разные стороны все же в каждом из его объемов сохранится заданная пропорция между воздухом и газом. Это является условием необходимым и достаточным для завершения процессов макро-, а затем и микросмешения в факеле при обеспечении условий зажигания газа.

Совсем другое явление будет происходить в факеле, если в горелке или на выходе из нее не обеспечено по расчету равномерное или с заданной неравномерностью распределение топлива по воздуху. В этом случае возможно образование в факеле слоев с переизбытком воздуха или зон с переизбытком газа. Неудивительно поэтому, что в таком двухслойном факеле, расходящемся от устья горелки по конусу, в камере горения не всегда будет обеспечено полное смешение газа с предназначенным ему расходом воздуха. Учитывая это обстоятельство, в наиболее благоприятных условиях подают воздух в избытке от 3 до 8%, а иногда и до 10%, однако при плохих условиях начального распределения и этого избытка воздуха может оказаться недостаточно.

Попутно отметим, что С. А. Белый [24], занимаясь исследованием сжигания жидкого топлива в распыленном состоянии, пришел к аналогичному выводу. Им было установлено, что полное сжигание топлива форсунками обеспечивается равномерным распределением жидкой и паровой фаз в воздушном потоке.

Можно не сомневаться, что прямыми опытами будет найдено количественное подтверждение этого же вывода и для пылевидного топлива, сжигаемого факельным способом. Косвенно это можно подтвердить анализом опытных данных С. Г. Бескина [ЦКТИ] по сжиганию антрацитового штыба. В ходе опытов С. Г. Бескин обратил внимание на то, что при незначительном выдвигании в топку центрального направляющего конуса горелки ОРГРЭС резко увеличивается механический недожог пыли антрацитового штыба. Физическая же сущность обнаруженной связи заключается в том, что основная часть пылевого потока (движущегося по поверхности конуса как по направляющей) распределяется по меньшей краевой части воздушного потока (отклоненного ранее краем амбразуры), что нарушает равномерность распределения топлива по воздуху. Перемещение

конуса в горелку направляет поток пыли по всему потоку воздуха и обеспечивает большую равномерность его распределения.

Все это подтверждает, что гипотеза, принятая как основа при разработке метода расчета, не только справедлива для всех газогорелочных устройств, основанных на струйном принципе смесеобразования, но в равной мере относится и к горелочным устройствам, сжигающим жидкие и пылевидные топлива.

Следовательно, можно считать, что три первых пункта исходной принципиальной позиции (см. стр. 18), которые желательно было положить в основу разработки метода расчета, удалось осуществить.

Перейдем теперь к четвертому и пятому пунктам высказанных выше исходных принципов, предусматривающих, чтобы создаваемый метод был достаточно простым, научно обоснованным и устойчивым во времени.

Для распределения газовых струй в воздушном потоке заданным образом необходимо было разработать программу исследований, которые бы позволили установить закономерности развития струй в поперечном потоке. Результаты этих исследований приведены в гл. 4, здесь только отметим, что такие закономерности удалось установить и были получены уравнения осей струй разных начальных форм, развивающихся в поперечном равномерном потоке [74]. Исследования позволили также установить характерную особенность взаимодействия потоков. Она заключается в следующем. Если струи движутся с малыми относительными расстояниями между осями, то они сливаются между собой и ни при каких скоростях не пронизывают поток (они его только сжимают и могут даже полностью пережать сечение для прохода воздуха).

Эти исследования позволяют сформулировать следующее условие: разрабатываемый метод расчета распространяется на все газогорелочные устройства, в которых имеет место струйное течение газа в потоке воздуха.

Поэтому основным принципом для всех рассчитываемых горелок на всех режимах работы является организованный по расчету струйный характер течения газа. Не вдаваясь в метод расчета, приведенный в гл. 5, здесь отметим лишь его суть, которая сводится к распределению газовых струй на заданные одну или две окружности, намечаемые по расчету в сечении горелки (см. табл. 5.1). Расстояния от этих окружностей до плоскости выхода струй рассчитывают по глубине проникновения в воздушный поток струй разных начальных диаметров. Физически это соответствует распределению газа в различных слоях воздуха.

Метод предельно прост для практического использования, но является ли он достаточно научно обоснованным, по-видимому, требуется доказать. Как известно, доказательством справедливости любого научного решения является подтверждение его на практике. Поэтому и в данном случае свидетельством того, что разработанный метод является научно обоснованным, должна быть проверка его критерием практики.

Рассчитанные по данному методу различные типы газогорелочных устройств, организованные на струйном принципе, работающие в разных условиях, различающиеся значениями всех параметров, должны во всех случаях обеспечивать сжигание любого газа без потерь тепла от химической неполноты сгорания при малых или заданных избытках воздуха.

Можно полагать, что создание по расчету таких газогорелочных устройств является подтверждением этого метода. В самом деле, нельзя всерьез считать, что положительное решение для каждого горелочного устройства является случайным совпадением, а не результатом расчета. За десятилетний период по данному методу расчета были реконструированы многие неудовлетворительно работавшие газовые горелки, переведены на газ пылевые и мазутные горелки, а также вновь созданы газовые и комбинированные горелочные устройства на различных промышленных объектах страны. Проводились эти работы различными проектными и конструкторскими организациями и всегда с успехом. Об этом свидетельствуют опубликованные за этот же период в научно-технических журналах и книгах (число которых превышает несколько десятков) положительные результаты работы горелок, рассчитанных по данному методу.

В подтверждение научной обоснованности разработанного метода расчета в книге (гл. 6) приведены примеры положительного опыта применения этого метода к конструированию газовых и комбинированных горелочных устройств.

Остается рассмотреть последнее — обладает ли разработанный метод устойчивостью к критике. В связи с этим проанализируем основной исходный пункт утверждений оппонентов данного метода, что не процесс распределения газа в потоке воздуха в горелке, а средняя величина степени смешения (газа и воздуха) в ней определяет процесс выгорания газа в факеле. В соответствии с этим проводились исследования [132—135] процессов смешения газа с потоком воздуха в горелке и делались попытки установления связи качества смешения с процессами горения газа в факеле. В этих работах и ряде других определялось среднее интегральное смешение газа с воздухом по сечению горелки (довольно грубая характеристика) при подаче в него периферийной однорядной системы струй. В каждом сечении горелки определялась средняя степень смешения. Полученные данные предполагалось связать с процессом выгорания газа в факеле.

Для количественной оценки средней степени смешения газа по сечению горелки В. Н. Афросимова [133] ввела величину $\bar{\kappa}$, названную «качеством смешения», изменяющуюся от единицы до нуля. При этом с уменьшением $\bar{\kappa}$ смешение газа с воздухом в горелке должно улучшаться и при значении $\bar{\kappa} = 0$ полностью завершиться. Из работы [133] следует, что авторы этой гипотезы считают, что горелки тем хуже, чем ближе значение «качества смешения» к единице.

Если руководствоваться оценкой горелок по качеству смешения, то нужно иметь в виду следующее.

Во-первых, как уже отмечалось, горелки с центральной и периферийной подачей газа на выходе из амбразуры не могут характеризоваться этой величиной, так как смесеобразование вынесено за пределы горелки. Следовательно, это уже не универсальная характеристика, если два довольно распространенных типа горелок вообще выпадают из рассмотрения и оценки.

Во-вторых, в существующих горелках с малой длиной цилиндрической части (составляющей примерно половину значения диаметра горелки) величина «качества смешения» изменяется в малых пределах — от 0,8 до 0,6 (по данным В. Н. Афросимовой). Такой незначительный диапазон изменения этой величины явно неудачен для характеристики процессов в факеле, если бы вообще эта величина смогла являться параметром, определяющим выгорание газа в факеле. Но анализ опытных данных по сжиганию газа [133] показал, что величина $\bar{\kappa}$ однозначно не определяет процесс выгорания газа в факеле. Так, ряд опытов характерен тем, что улучшение смешения в горелке (уменьшение значения $\bar{\kappa}$) приводит не к сокращению длины факела в камере горения, а даже, наоборот, к более замедленному выгоранию газа. Эти данные говорят о том, что предложенная величина не характеризует процесс выгорания газа в факеле. К тому же есть горелки, в которых предварительное смешение вообще отсутствует ($\bar{\kappa} = 1$), а газ без потерь сжигается под котлами различной производительности.

Следует отметить, что опыты [132, 133], поставленные с целью разработки нового метода расчета, опровергли гипотезу о величине $\bar{\kappa}$ как характеристике для выгорания газа. Более того, эти опыты еще раз подтвердили правильность разработанного в [72] метода расчета.

ГАЗОГОРЕЛОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ, ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ ГОРЕЛОК

Газовая горелка способствует преобразованию химической энергии газа в тепловую. При этом назначение горелки сводится не только к полному сжиганию газа, но и к организации факела, отвечающего требованиям технологического процесса в промышленной установке (длина факела, температура и тепловыделение по длине факела, излучательная способность факела и др.).

Среднее время пребывания газа в топке котла или в печи составляет от одной до нескольких секунд. В случае выдачи горелкой неудовлетворительно подготовленной смеси процесс полного перемешивания газа с воздухом в топке за столь короткий промежуток времени может не произойти (речь идет о горелках неполного предварительного смешения, в основном о горелках с принудительной подачей воздуха). При этом не исключено, что часть газа, пройдя топку, так и не встретится с соответствующей ему долей воздуха, а следовательно, и не сгорит. На практике этот дефект горелочного устройства нередко пытаются устранять подачей в топку воздуха с избытком на 10—20%. Но этот прием не может рассматриваться как положительное решение задачи. Во-первых, он не всегда приводит к желанным результатам. Опыт показывает, что в ряде случаев подача воздуха даже на 40% выше теоретически необходимого количества все же не исключает потерь тепла от неполного сгорания. Во-вторых, избыточный воздух в процессе горения приводит к увеличению потерь с уходящими газами. В-третьих, такой прием для ряда установок недопустим по технологическим условиям процессов, протекающих в установках (снижение температуры в камере горения, создание окислительной среды, появление коррозии и т. п.).

Если полнота сжигания газа является общепризнанным показателем горелочного устройства, то этого, к сожалению, нельзя сказать о втором назначении горелки — организаторе процесса сжигания газа в камере горения. До сих пор наблюдается еще недооценка вопросов организации газового факела под паровыми котлами. Характерно, что в печах, где газ начал сжигаться гораздо раньше, преимущественное внимание уделяется именно организации факела.

Такой взгляд на горелочные устройства паровых котлов является ошибочным и объясняется сравнительно еще небольшим по времени опы-

том эксплуатации котельных установок на газе, а также неправильными обобщениями результатов отдельных испытаний котлов на газообразном топливе. Далее (см. гл. 6) показано, как иногда дорого обходится пренебрежение влиянием горелочного устройства на работу всей котельной установки.

Вопрос о влиянии горелки на процесс развития факела в топке иногда рассматривается с позиции влияния топки на факел пламени. Влияние камеры горения, несомненно, сказывается на условиях зажигания горючей смеси и стабилизации пламени, которое в книге подробно не рассматривается. Отметим лишь, что при сжигании природного газа условия, необходимые и достаточные для воспламенения топлива и стабилизации пламени, легко выполняются. Для этого используются достаточно разработанные в топочно-печной технике и широко известные приемы [86, 184, 186]. Следует иметь в виду, что топочные процессы необходимо рассматривать как единый процесс, определяемый горелкой и топкой, в котором ведущая организующая роль остается за горелкой. При этом по мере роста теплопроизводительности и теплонапряжения котлов роль горелочных устройств все более возрастает. Однако следует иметь в виду, что ряд топочных камер по своей организации смешения достаточно совершенен и, как показано у А. К. Внукова [32], значительные недостатки организации газораспределения в горелочных устройствах были исправлены в топках, например в тангенциальных.

Рассмотрим взаимодействие горелок, сконструированных на струйном принципе смешения с камерой горения, например с топкой парового котла. Можно полагать, что влияние экранированной топки на факел (например, на его длину) должно быть большим, чем влияние неэкранированных стен печи.

Для наглядности рассмотрим два различных и противоположных случая топливосжигания.

Первый случай — из горелки в топку поступает полностью перемешанная горючая смесь в стехиометрической пропорции ($\alpha' = 1$). Назначение топки сводится к камере, обеспечивающей зажигание газа, стабилизацию факела и собственно процесс сжигания газа начиная от устья горелки. Факел будет коротким, поскольку реакция горения при температуре в камере свыше 1000° С протекает достаточно быстро. При этом вся топочная камера по существу превращается в камеру охлаждения. В этом случае весь процесс развития и смешения газовых струй начинается и заканчивается в горелке.

Второй случай — из устья горелки в топку поступают перемешанные газовые струи и поток воздуха. Воспламенение происходит вблизи устья горелки. Процесс смешения и горения начинается на выходе из горелки, протекает в факеле и завершается на выходе из топки. Возникает вопрос: можно ли в этом случае, когда весь процесс вынесен из горелки, исключить влияние горелки на процесс горения газа в топке?

Внимательное ознакомление и анализ практического опыта сжигания газообразного топлива в котлоагрегатах показывают, что и в данном

случае, когда, казалось бы, влияние топки на процесс горения столь велико, все же горелка имеет основное значение для процесса горения газа.

Второй случай горения — это наиболее характерный и распространенный пример горения всех топлив: газообразного, жидкого и пылевидного. Действительно, жидкое топливо в распыленном состоянии встречается с воздухом в устье горелки, а весь процесс его распределения, смешения и сжигания происходит в объеме топочной камеры. В пылевых горелках имеет место аналогичный случай с тем лишь различием, что угольная пыль предварительно соединяется с небольшим транспортирующим ее количеством воздуха (называемым первичным), предварительно несколько подогретым. В горелках с центральной подачей газа в поток воздуха на выходе из амбразуры происходит только воспламенение, а весь процесс смешения и горения также протекает в объеме топки.

Следовательно, сгорание жидкого, пылевидного и газообразного топлива определяется совершенством процессов в горелке. Это нетрудно доказать. Практика показывает, что недостатки, связанные с неудовлетворительным сжиганием любого вида топлива, обычно удается ликвидировать внесением каких-либо изменений в горелку. Нам еще не представлялось наблюдать случаев, когда бы для этой цели переделке подвергались топки котлов. И, наоборот, хорошо организованный топочный процесс нетрудно испортить внесением небольших изменений в горелку. В печати иногда появляются утверждения (о чем можно только сожалеть), что горелки не влияют на процесс горения в топках современных паровых котлов из-за огромных размеров камер горения, определяющих качество топочного процесса при низких теплонапряжениях. При этом подразумевается, что различие в особенностях сгорания газа также не влияет на работу котла.

Такая позиция не выдерживает критики. Отошлем читателя к тщательным исследованиям, приведенным в работах [129, 158]. Они достаточно убедительно показали, к каким отрицательным результатам приводит пренебрежение влиянием горелки на работу всей котельной установки.

При сжигании же газа в топках и печах, когда справедливо положение, что смешать топливо с воздухом — значит его сжечь, тем более велико организующее значение горелочного устройства. При раздельной подаче топлива и окислителя, когда их контакт осуществляется в устье, все последующее движение потоков топлива и окислителя определяется в значительной мере начальными условиями распределения газа в воздухе. Движения потоков топлива и окислителя могут быть параллельными, сходящимися или расходящимися под некоторым углом (при этом облегчающим может быть топливо или воздух), потоки могут быть закручены оба или только один. В зависимости от того, как организовано взаимодействие потоков, будет и распределение топлива в воздухе, а следовательно, соответствующее протекание процессов смешения газовых струй и выгорание топлива в камере.

Для большинства современных топочных устройств можно считать, что форсировка процесса в камере горения и длина факела в основном определяются совершенством процесса смешения газовых струй с воздухом в факеле, организованного горелочным устройством. Здесь уместно будет вспомнить, что именно нарушения в распределении топлива в горелке или в ее устье и являются в большинстве случаев основной причиной потери тепла от недожога.

Следует отметить, что имеются камеры горения, в которых интенсивность смесеобразования соизмерима или приближается к таковой в горелочном устройстве. Это топочные устройства, основанные на закрученном движении потока в камере горения (циклонные, вихревые, тангенциальные и некоторые другие). В этих камерах возможно иногда устранение даже значительных недостатков распределения топлива в воздухе в каждой горелке, а иногда и по всем горелкам. Некоторые специалисты высказываются, что для топок ближайшего будущего горелочное устройство как таковое не требуется, что топка — это и будет горелка. Однако, как уже показывает практика топливосжигания, и для таких устройств по-прежнему будет иметь решающее значение организация подачи топлива и окислителя в топку. Конечно, прежде всего с этим придется столкнуться при создании совершенных процессов в высокофорсированных топках. Характер процесса горения, сопровождающегося появлением недожога, не только приводит к потере топлива, но и как отмечалось выше, вызывает изменение среды у поверхности нагрева с окислительной на восстановительную и наоборот. Этот процесс изменения среды, по мнению ряда специалистов, приводит к преждевременному и аварийному выходу из строя всего котлоагрегата из-за наружной коррозии экранных труб.

Для обоснованного решения комплекса вопросов, возникающих при организации рационального сжигания газообразного топлива, рассмотрим конструкции газогорелочных устройств.

Газовые горелки всех типов имеют общие элементы: сопло (сопла), смеситель и горелочную насадку (кратер горелки) со стабилизирующим устройством. В зависимости от типа горелки или от условий ее эксплуатации элементы принимают различное конструктивное оформление, но в основном они имеют одно и то же назначение.

Диффузионная горелка состоит из сопла (являющегося одновременно и горелочной насадкой) обычно из металлической или керамической трубки со стабилизирующим устройством в виде приливов у газовых выпускных отверстий.

В атмосферной эжекционной горелке (см. рис. 2.9), называемой иногда в обиходе однопроводной, имеются сопло, смеситель, горелочная насадка и на выходе из нее стабилизирующее устройство. Смеситель состоит из входного патрубка, камеры смешения и диффузора.

Входной патрубок (конфузор-эжектор) служит направляющим аппаратом для эжектируемого воздуха, способствуя уменьшению гидравлических потерь при входе в камеру смешения. Потери напора от формы

входного патрубка зависят сравнительно мало, поэтому патрубок можно принимать простой конической формы.

Камера смешения (горловина) служит для выравнивания скорости смешивающихся потоков перед диффузором, наибольший коэффициент полезного действия которого соответствует, по опытам ЦАГИ, равномерному полю скоростей перед ним (в данном случае в конце камеры смешения). Кроме того, в камере смешения выравниваются до некоторой степени концентрации газа и эжектируемого воздуха (при создании горючей смеси). Камере смешения целесообразно придавать цилиндрическую или слегка суживающуюся форму. Ее длина l_2 (см. рис. 2.9) может быть определена из условий выравнивания скоростного поля, равномерность которого можно принять примерно 0,87—0,90 (отношение средней скорости к максимальной). В эжекционных горелках для природного газа длина камеры смешения $l_2 = (5,0 \div 6,0) d_3$ достаточна для получения отмеченной выше неравномерности скоростного поля перед диффузором. На практике встречаются случаи, когда конструкторы принимают несколько меньшие значения длины цилиндрической части смесителя. Длина камеры смешения атмосферных горелок (эжекционные горелки низкого давления) обычно принимается значительно меньшей и составляет от одного до двух ее калибров (диаметров).

Диффузор служит для увеличения разрежения в камере смешения, способствует лучшей эжекции воздуха и преобразует скоростной напор смеси в давление, необходимое для преодоления сопротивления огневой насадки. В нем происходит выравнивание полей концентраций с образованием газозвушной смеси. Угол раскрытия диффузора должен быть не более 9° , исходя из условий течения потока без отрыва от стен диффузора.

В целом смесители предназначены для смешения газа с эжектированным из атмосферы воздухом, создания избыточного давления, достаточного для преодоления гидравлического сопротивления горелочной насадки, огнеупорного туннеля и противодействия на выходе из него (если таковое имеется) и, конечно, для создания необходимой скорости выхода газозвушной смеси, заданной условиями устойчивой работы горелки. Поэтому желательно, чтобы длина камеры смешения в эжекционных горелках выбиралась из условий завершения этих процессов в камере.

Форма смесителей может быть трех видов:

1) смесители, в которых начальный участок камеры смешения эжекционной горелки выполнен достаточно широким с постепенным сужением и переходом в цилиндрическую часть. Скоростью воздуха на начальном участке можно пренебречь. Такие смесители называются эжекторами с малой скоростью эжекции, а иногда эжекторами второго рода. Для увеличения избыточного давления за цилиндрической частью смесителя следует диффузор;

2) смесители, в которых начальный участок имеет плавную конфузурную часть, переходящую в цилиндрическую. При входе в камеру смешения скорость эжектируемого воздуха соизмерима со скоростью газа. Такие смесители называются эжекторами с большой скоростью эжекции или

эжекторами первого рода. За цилиндрической частью также следует диффузор;

3) смесители в виде цилиндрической трубы. Применяются для эжекционных горелок неполного предварительного смешения, а также для горелок с принудительной подачей воздуха и для комбинированных горелок.

Горелки с принудительной подачей воздуха (называемые иногда двухпроводными) имеют одно, а чаще всего несколько сопел (в виде выходных газовыхпускных отверстий), смеситель струйного принципа действия, частичного смешения, металлическую или керамическую горелочную насадку, оканчивающуюся кратером горения. Стабилизация факела чаще всего осуществляется не вставками, а аэродинамическими приемами в зоне кратера.

Назначение элементов горелки. Сопло предназначено для подачи определенного количества газа, а иногда воздуха с определенной скоростью в смесительную часть горелки.

Сопла в эжекционных горелках должны быть установлены строго по оси во избежание снижения коэффициента эжекции, неравномерной скорости потока в смесителе, а также возможного проскока пламени в горелку. Как показали исследования А. М. Левина [102, 103], оптимальное расстояние l_1 от сопла до камеры смешения (см. рис. 2.9) возрастает с увеличением производительности смесителя. Это расстояние можно выбирать в пределах от 0,5 до 1,4 диаметра камеры смешения. Более правильно это расстояние определять не в диаметрах камеры смешения, а в диаметрах выходного отверстия сопла. Вдвигание сопла внутрь камеры смешения, т. е. уменьшение расстояния от сопла до камеры смешения против оптимального расстояния, понижает коэффициент эжекции.

Кратер горелки (см. размер d_4 на рис. 2.9) служит для выравнивания скорости по сечению после диффузора, так как слой потока, прилегающий к твердой поверхности, подтормаживается и имеет сниженную скорость, в результате чего по периферии горелки возможен проскок пламени. Кратер, имеющий форму конфузора (см. рис. 2.35), выравнивает поле скоростей горючей смеси, что и предотвращает проскок пламени в горелку.

В горелках с принудительной подачей воздуха смесители цилиндрической формы предназначены для образования горючей смеси (в процессе взаимодействия струй газа с воздушным потоком), необходимой для воспламенения факела. Как уже отмечалось, камера смешения горелок с принудительной подачей воздуха далеко не во всех случаях должна обеспечивать полное перемешивание газа. К основным задачам, которые возлагаются на камеры смешения горелок с принудительной подачей воздуха и имеют принципиальное значение для расчета и конструирования этих горелок, относятся: распределение газовых струй в воздушном потоке так, чтобы в устье образовалась горючая смесь в количестве, достаточном для воспламенения факела пламени, и создание факела заданных размеров и характеристик при сохранении полного выгорания газа с заданным избытком воздуха.

Следовательно, в горелках с принудительной подачей воздуха процесс перемешивания газовых струй на пути к устью горелки может находиться на разных стадиях смешения. Именно эта различная степень незавершенности процесса перемешивания струй на пути к устью горелки и является основным регулятором длины факела при конструировании газогорелочных устройств, позволяющим по расчету создавать факелы различной длины, а в некоторых случаях даже разной светимости. При этом следует отчетливо представлять, что процесс перемешивания газа в факеле является функцией процессов распределения струй по сечению устья горелки, перемешивания струй вдоль их осей в горелке и начального размера струи в устье (калибр газовыпускных отверстий). Изменением диаметра струй и соответственно их числа можно эффективно влиять на длину факела, поэтому при оптимальном начальном распределении струй длина факела и другие его характеристики зависят от относительной перемешанности вдоль осей струй как на пути к устью горелки, так и в факеле. Среднее значение величины смешения газа с воздухом в сечении устья горелки является довольно грубой характеристикой и из-за недостаточного смешения газа с воздухом в горелке не определяет процесса выгорания газа в факеле. Может случиться даже, что в «плохой» горелке процесс смешения газа с воздухом к устью произошел полнее, а в «хорошей» горелке он только лишь начался. Здесь под «плохой» и «хорошей» горелками условно понимается лишь характеристика полноты сжигания газа в камере горения.

В чисто диффузионных горелках смеситель отсутствует и его заменяет объем точки. В ней и протекают (по пути движения факела) параллельно смешение с образованием горючей смеси и сгорание газа.

Горелочная насадка распределяет газ или газовоздушную смесь по выходному сечению или отверстиям. Кроме того, она служит для стабилизации процесса горения или крепления стабилизаторов, а иногда и как монтажное приспособление для присоединения горелки к агрегату.

Стабилизаторы предназначены для обеспечения устойчивого процесса горения, предотвращения отрыва пламени и проскока его в смеситель. Отрыв пламени возможен при определенных условиях у горелок всех типов, а проскок — только в горелках с предварительным образованием горючей смеси.

Стабилизаторы, предотвращающие проскок пламени в горелку и со вмещенные обычно с горелочной насадкой, выполняются в трех вариантах. В первом варианте стабилизация достигается сужением выходного сечения между пластинами ниже критического размера, что препятствует распространению пламени при минимальных нагрузках; во втором — интенсивным отводом тепла от насадки. Для этого устанавливают теплоотводящие ребра, приливы, пластины и т. д., в результате чего скорость распространения пламени становится ниже скорости смеси. И, наконец, в стабилизаторах, использующих одновременно оба способа, кратер выполняется конфузным с водяным или воздушным охлаждением, а также с ребрами и пластинами.

Стабилизаторы, предотвращающие отрыв пламени, также выполняются в основном в трех вариантах: в первом — стабилизация достигается аэродинамическими приемами эжекции к корню факела горячих топочных газов из камеры сгорания, во втором — повышением температуры в зоне горения и в третьем — совместным использованием обоих приемов.

Первый вариант также можно подразделить на три способа подвода горячих топочных газов: с периферии горелки, по ее центру и одновременно с периферии и по центру. Последний способ обеспечивает наиболее устойчивую стабилизацию. Его следует применять, как уже отмечалось, в особо трудных условиях сжигания газов, имеющих малую теплоту сгорания, при повышенных форсировках, при низкой температуре воздуха, сжигания газа в охлаждаемых камерах и т. п.

Во втором варианте используются различные дополнительные поджигающие устойчивые факелы вокруг основного факела, изредка излучающие поверхности, а чаще горки из битого кирпича, дожигающие керамические решетки и т. п.

В третьем варианте возможно одновременное использование обоих приемов. На пути движения факела устанавливают керамические туннели, раскататели в виде тел плохобтекаемой формы, различные завихрители, увеличивающие подсос больших количеств горячих газов из камеры горения к корню факела.

Проскок пламени приходится рассматривать при работе горелок на минимальных нагрузках, а отрыв факела — на максимальных.

Основные технические характеристики горелок. Работа каждой горелки характеризуется: часовой пропускной способностью (часовой производительностью) газа, тепловой нагрузкой (теплопроизводительностью), удельным тепловым напряжением выходных отверстий, коэффициентом эжекции, коэффициентом первичного воздуха, постоянством соотношения между газом и воздухом и другими характеристиками.

З а ч а с о в у ю п р о п у с к н у ю с п о с о б н о с т ь горелки принимают то количество газа в кубических метрах, которое подается из сопел или отверстий за один час ее работы, при соответствующем избыточном давлении газа и при условии полного его сгорания.

П о д т е п л о в о й н а г р у з к о й горелки понимается количество тепла (в ккал), которое выделяется при сгорании количества газа, соответствующего ее часовой пропускной способности. Различают три теплопроизводительности горелки.

М и н и м а л ь н а я т е п л о в а я н а г р у з к а обеспечивает устойчивую работу горелки без проскока пламени в нее при наименьших расходах газа, не превышающих 25% (для газа низкого давления) и 65% (для газа среднего давления) от номинальной теплопроизводительности.

Н о м и н а л ь н а я т е п л о в а я н а г р у з к а определяется устойчивой работой горелки при давлении газа перед соплом: для газа низкого давления — 50 кГ/м^2 , для газа среднего давления — 3000 кГ/м^2

(эти величины условны и приняты для ряда установок, используемых в Москве).

Максимальная тепловая нагрузка определяется длительной нагрузкой на предельно больших расходах газа без нарушения устойчивости процесса горения (без отрыва пламени). При этом давление должно быть для газа низкого давления не менее 100 кг/м^2 , для газа среднего давления не менее 5000 кг/м^2 .

Отношение максимальной теплопроизводительности к минимальной $n' = \frac{Q_{\max}}{Q_{\min}}$ называется пределом регулирования теплопроизводительности горелки.

Для газогорелочных устройств, работающих на низком давлении (до 200 кг/м^2), предел регулирования, установленный потребителям, должен быть не менее 5:1, при среднем давлении газа (от 200 до 10 тыс. кг/м^2) — не менее 2:1.

Удельным тепловым напряжением выходных отверстий горелки называется количество тепла (в ккал), которое приходится на 1 см^2 площади выходных отверстий при сжигании газа в количестве, равном ее часовой производительности.

Удельное тепловое напряжение выходных отверстий насадки, например эжекционных горелок низкого давления, колеблется в пределах от 500 до $1500 \text{ ккал/см}^2 \cdot \text{ч}$.

Количество первичного воздуха, эжектируемого в смеситель горелки струей газа, вытекающего из сопла, характеризует эжекционную способность горелки. Это количество определяется коэффициентом первичного воздуха и коэффициентом эжекции.

Коэффициент первичного воздуха показывает, какая часть воздуха, теоретически необходимого для горения, эжектируется в смеситель горелки.

Наиболее ценными свойствами эжекционных горелок являются: постоянство соотношения расходов между газом и воздухом при всех тепловых нагрузках; возможность работы без подачи воздуха от вентилятора.

При использовании горелок с принудительной подачей газа необходимы дутьевые вентиляторы, а постоянство соотношения газа и воздуха в них должно поддерживаться автоматикой. В то же время эти горелки имеют преимущества, которые в ряде случаев выделяют их перед остальными.

Для газогорелочных устройств коммунально-бытовых и промышленных установок с отводом продуктов горения (дымоходом или вентиляцией) на основании прежних эксплуатационных данных сумма всех горючих составляющих в сухих продуктах горения при $\alpha' = 1$ не должна превышать 0,3% по объему.

Для газогорелочных устройств, применяемых в топках котлов, при сжигании природного газа с коэффициентом избытка воздуха $\alpha'_t = 1,03 \div 1,05$ потерь тепла от химической неполноты сгорания на выходе из топки котла не должно быть.

В настоящее время эксплуатируется много излишне усложненных конструкций горелок. Главной причиной разнообразия конструкций являются отсутствие представления о сущности основных процессов, протекающих в горелках, и незнание параметров, определяющих их работу.

Чтобы разобраться в этом, необходимо прежде всего классифицировать наиболее распространенные горелки.

КЛАССИФИКАЦИЯ ГОРЕЛОК

До сих пор еще не установлена единая классификация горелочных устройств. Их можно классифицировать по различным признакам, например по теплоте сгорания газа, теплопроизводительности, давлению газа, давлению воздуха, длине пламени, способам подачи горючего и окислителя, эффективности теплоотдачи факела пламени, целям применения, месту организации смешения газа с воздухом, закрученному или прямо-точному потоку воздуха и газа, методу смешения газа с воздухом — вот далеко не полный перечень этих признаков.

Более правильная классификация газогорелочных устройств будет по таким определяющим характеристикам, которые могут быть положены в основу физической сущности протекающих в них процессов и использованы для их расчетов. Внутри этой классификации горелки можно подразделять еще по отдельным признакам, например давлению газа, характеру факела, длине пламени, теплопроизводительности, конструктивному оформлению и др.

Таковыми определяющими характеристиками газогорелочных устройств, лежащими в основе физической сущности их работы, являются относительное количество первичного воздуха и процесс смешения газа с первичным воздухом.

Воздух, подаваемый в газовые горелки, называется первичным, а поступающий для горения из топочного пространства — вторичным¹.

Отметим наиболее характерные способы смешения газа с первичным воздухом в различных его количествах.

1. Газ подается в камеру сгорания без примеси первичного воздуха, а смешивается за счет диффузии с подсасываемым вторичным воздухом в факеле пламени ($\alpha' = 0$).

2. Газ, смешанный с частью эжектируемого воздуха (первичного), подается в камеру горения, а остальная часть (в виде вторичного воздуха) подводится к горелке за счет диффузии у амбразуры; завершение смешения газа с воздухом производится в факеле пламени ($\alpha' < 1$).

3. Газ со всем эжектируемым воздухом, необходимым для горения, подается через горелку, и процесс смешения успевает завершиться еще до выхода горючей смеси из амбразуры в топку ($\alpha' \geq 1$).

¹ В пылевых горелках под вторичным воздухом подразумевается основное количество воздуха, подаваемого через горелку для сжигания топлива.

4. Газ со всем принудительно поданным в горелку воздухом, необходимым для горения, не успевает полностью перемешаться до выхода из амбразуры, а смешение продолжается в факеле ($\alpha' \geq 1$).

В соответствии с этим горелки можно классифицировать на четыре основных типа с подгруппами в каждом из них.

1. Горелки диффузионного типа низкого и среднего давлений ($\alpha' = 0$).

2. Горелки атмосферного типа [$\alpha' < 1$ (0,3 ÷ 0,7)].

3. Горелки эжекционные среднего и высокого давлений ($\alpha' \geq 1$).

4. Горелки с принудительной подачей воздуха комбинированные и газовые низкого и среднего давлений ($\alpha' \geq 1$).

В горелках первых трех типов воздух поступает под действием разрежения, созданного газовыми струями и тягой в камере горения. В горелках четвертого типа весь воздух, участвующий в горении, подается принудительно.

Горелки третьего и четвертого типов могут иметь одинаковые количества первичного воздуха, но они принципиально различаются процессами смешения воздуха с газом. В горелках третьего типа имеется полное предварительное смешение. В горелках четвертого типа процесс смешения чаще всего только начинается, а развивается в объеме камеры горения. В специальных случаях процесс смешения может завершаться в горелке.

Приведенная классификация горелочных устройств позволяет разделить по характерным признакам все многообразие конструкций на четыре основных типа. Это существенно упрощает рассмотрение различных горелок, облегчает анализ их работы и разработку метода расчета.

Основное внимание в книге в соответствии с ее назначением уделяется наиболее распространенным горелкам четвертого типа, основанным на многоструйном принципе перемешивания газа с воздухом.

Представляется целесообразным вначале рассмотреть горелки первых трех типов вместе с уже имеющимися методами их расчета, затем привести разработанную методику расчета горелок четвертого типа и уже после этого рассмотреть и проанализировать их преимущества и недостатки.

Материал, приведенный в такой последовательности, позволит читателю ознакомиться с методом расчета на всех этапах его разработки и овладеть им для анализа работы горелок, расчета и конструирования новых газогорелочных устройств для сжигания газов различной теплоты сгорания.

Диффузионные горелки

Особенность этих горелок — образование горючей смеси за счет медленного процесса молекулярной диффузии, возникающего от подсосывающего действия газовой струи. В диффузионных горелках коэффициент избытка первичного воздуха равен нулю ($\alpha' = 0$).

В наипростейшем виде такая горелка (рис. 2.1) представляет собой трубу, по которой газ поступает под давлением в окружающую неподвижную среду, используемую в качестве источника окислителя. При этом

возникает зона диффузионного смешения, которая после воспламенения и возникновения устойчивого фронта пламени будет представлять собой нарастающую вперед толщу продуктов сгорания, через которую навстречу друг другу будут продвигаться из газовой струи молекулы топлива, а из воздушной среды — молекулы кислорода и азота. Тот же медленный характер смесеобразования за счет молекулярной диффузии приведет к возникновению вытянутого факела пламени с острием на конце. Если представить себе газовый поток в виде охватывающих друг друга кольцевых слоев, то, очевидно, начальный (наружный) слой, получающий необходимую порцию кислорода, выгорит на самом коротком пути от устья трубки. Он же создает первый слой продуктов сгорания, через который проникают молекулы кислорода из окружающего пространства, чтобы соединиться с молекулами следующего слоя топлива. Во втором слое контакт топлива с окислителем наступит с некоторым опозданием и сгорание его произойдет после того, как слой успеет пройти несколько больший путь. С таким последовательным опозданием от слоя к слою молекулы дойдут, наконец, до самой центральной (осевой) струйки топлива, что и произойдет в конце факела. Форма пламени с первоначальным расширением факела в самом его корне объясняется тем, что струя газообразного топлива, как и каждая газовая струя, втекающая в воздушную среду, постепенно расширяется за счет присоединяемых масс воздуха и потери скорости.

Длина факела одной и той же горелки может изменяться в зависимости от ее форсировки. Она будет увеличиваться с повышением скорости истечения газа.

Эта зависимость возрастания длины пламени от скорости истечения будет сохраняться, пока ламинарное (параллельно-струйчатое) движение (рис. 2.2, а) не переродится в турбулентное (беспорядочное вихревое движение — рис. 2.2, в).

При развитом турбулентном режиме движения вместе с увеличением скорости потока растет и интенсивность процесса смесеобразования за счет перемещения поперек потока уже больших объемов газа (молей), как это можно видеть на рис. 2.2, в. На рис. 2.2, б видно, что изменение относительной длины факела пламени в зависимости от относительной скорости имеет три области. В первой области ламинарного режима движения длина растет прямо пропорционально скорости истечения газа;

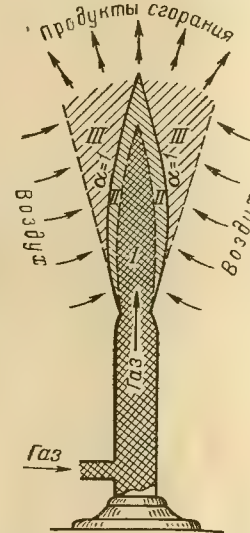


Рис. 2.1. Разрез факела пламени диффузионной горелки.

Зоны факела: I — чистый газ; II — смесь газа с продуктами сгорания; III — смесь воздуха с продуктами сгорания. Между зонами II и III расположена поверхность фронта горения (поверхность $\alpha = 1$).

в промежуточной области перехода от ламинарного к турбулентному режиму движения длина начинает уменьшаться вследствие резкого ускорения процесса смесеобразования; в турбулентной области движения длина факела пламени остается неизменной при увеличении скорости истечения газа.

По фронту пламени развиваются столь высокие температуры, что сама химическая реакция начинает протекать практически мгновенно и не задерживает горения: сколько горючей смеси успевает образоваться, столько ее практически немедленно и выгорает (зона догорания в этих

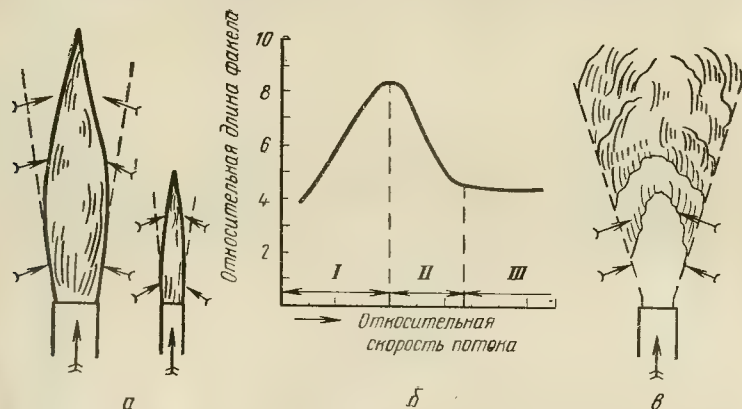


Рис. 2.2. Изменение относительной длины факела пламени с увеличением скорости потока при ламинарном и турбулентном режимах движения.

а — вид факела пламени при ламинарном течении газа; б — кривая изменения относительной длины факела пламени от относительной скорости потока: I — область спокойного струйчатого течения, II — переходная область, III — область беспорядочного течения; в — вид факела пламени при турбулентном течении газа.

условиях невелика). В рассматриваемом случае регулятором скорости выгорания топлива становится скорость смесеобразования, растущая со скоростью потока.

Вследствие недостаточной однородности смеси или из-за невысокой температуры в камере процесс горения во фронте пламени иногда не завершается и продукты неполного горения попадают в зону III (см. рис. 2.1), в которой догорают лишь частично. Часть продуктов неполного горения попадает в низкотемпературные области факела, где догорания не происходит. Сжигание газовых струй в открытом факеле обычно приводит к потере тепла от химической неполноты горения и к проникновению окиси углерода и других продуктов неполного горения в атмосферу помещения.

Изучению более сложных процессов, протекающих в турбулентных газовых горелках, посвящен ряд отечественных и зарубежных исследований. Г. Хоттель и В. Гаусорн [187], изучавшие горение городского

газа, вытекающего из круглого сопла в неподвижный окружающий воздух, обратили внимание на то, что в определенном диапазоне изменения скорости истечения удавалось получить устойчивое пламя двух различных видов. Пламя первого вида образуется у самого устья сопла, а пламя второго вида частично отрывается от сопла и повисает над ним. «Висящее» пламя по всей длине имеет ярко выраженный турбулентный характер. При равной скорости истечения газа пламя второго вида имеет меньшую длину по сравнению с пламенем первого вида, причем разница в длине пламени равна примерно длине разрыва между устьем сопла и основанием пламени второго вида.

Можно полагать, что «висящее» пламя создает условия для более ранней турбулизации потока, чем пламя первого вида.

Исследуя поведение турбулентного факела пламени, В. П. Михеев [119] обнаружил, что в случае развитого турбулентного режима при горении появляется характерный шум и корень факела отрывается от устья горелки. Скорости, при которых происходит отрыв, а затем и полный срыв факела, зависят от свойств газа и диаметра соплового отверстия горелки. Исследования отрыва и срыва турбулентного диффузионного факела в зависимости от диаметра соплового отверстия и скорости газовой струи привели к следующим зависимостям:

$$v_{ср} = 8,65 \sqrt{1 + 0,2d_0^2}, \quad (2.1)$$

$$v_{ср} = 15 \sqrt{1 + 0,2d_0^2}, \quad (2.2)$$

где $v_{ср}$ — скорость газа, при которой происходит срыв факела, в м/сек; d_0 — диаметр соплового отверстия в мм.

Возвращаясь к вопросу определения длины пламени, приведем формулу, предложенную в работе [40]:

$$\frac{L_{\phi}}{d_0} = \frac{5,3}{C} \sqrt{\frac{T_{\phi}}{\sigma T_r} \left[C + (1 - C) \frac{\mu_v}{\mu_r} \right]}, \quad (2.3)$$

где L_{ϕ} — длина видимого факела пламени в м; d_0 — диаметр газового сопла (струи газа в устье) в мм; $\mu_v/\mu_r = \rho_v/\rho_r$ — отношение плотностей воздуха и газа; σ — отношение числа молей реагирующих веществ к числу молей продуктов реакции для стехиометрической смеси; T_{ϕ} — адиабатическая (теоретическая) температура горения в °K; T_r — абсолютная температура вытекающего газа в °K; C — мольная доля газа в реагирующей стехиометрической смеси, $C = \frac{1}{1 + V_0}$, здесь V_0 — теоретически необходимое для горения количество воздуха.

После подстановки значений μ_v/μ_r и C и простейших преобразований получим

$$L_{\phi} = 5,3d_0 \sqrt{\frac{T_{\phi}(1 + V_0)}{T_r \sigma} \left(1 + \frac{\rho_v}{\rho_r} V_0 \right)}. \quad (2.4)$$

Исследования турбулентного диффузионного пламени, проведенные под руководством В. П. Михеева, дали совпадение действительных длин факелов с расчетными. Опыты проводились при сжигании бутуруслано-похвистневского природного газа с $Q_H^p = 8000 \text{ ккал/м}^3$, $\rho_r = 0,88 \text{ кг/м}^3$, $\sigma = 1,02$, $T_\phi = 2300^\circ \text{ К}$ и $T_r = 300^\circ \text{ К}$.

Действительная длина факела сравнительно мало меняется при изменениях давления газа перед горелкой, а следовательно, и скорости истечения газа. При развитом турбулентном режиме для диффузионного свободного факела пламени относительная длина факела, как и следует по теории, является величиной постоянной:

$$\frac{L_\phi}{d_0} = \text{const.} \quad (2.5)$$

Максимальный диаметр факела D_ϕ также зависит только от диаметра сопла и свойств газа. Для бутуруслано-похвистневского газа

$$\frac{L_\phi}{d_0} \approx 173 \text{ и } \frac{D_\phi}{d_0} \approx 20. \quad (2.6)$$

Опытные данные по длине турбулентного диффузионного факела в работе [40] не представлены в виде обобщающей зависимости от определяющих критериев и потому имеют ограниченный характер.

Имеется еще несколько других формул, предложенных различными исследователями, для определения длины турбулентного диффузионного факела пламени, образующегося при сжигании определенных газов.

В работах С. Н. Шорина и О. Н. Ермолаева [61, 192] сделана интересная попытка получить обобщенное решение для определения длины диффузионного турбулентного газового факела с низкой и высокой теплотой сгорания газов.

Опыты проводились с московским городским газом, низшая теплота сгорания которого составляла $6800\text{--}7000 \text{ ккал/м}^3$, и баллонным жидким газом (пропан с незначительным количеством бутановой фракции) — $21\,700 \text{ ккал/м}^3$.

Было проведено около тысячи опытов. Каждая серия опытов проводилась на соплах определенного диаметра. Переменными величинами в опытах одной и той же серии были расход и температура газа. Сопла круглого сечения применялись диаметром от 2,0 до 10 мм.

Эти опыты позволили безразмерную длину диффузионного турбулентного факела пламени определять в виде следующей зависимости:

$$\frac{L_\phi}{d_0} = \varphi \left(\frac{n}{O}, \frac{\rho_0 v_0^2}{\rho g d_0}, \frac{v}{D} \right), \quad (2.7)$$

где n — стехиометрический коэффициент расхода окислителя на единицу сгоревшего газа; O — относительная концентрация окислителя в окружающей среде; v_0 , d_0 — соответственно начальная скорость и диаметр вытекающей газовой струи; ρ_0 , ρ — плотности вытекающей и окружающей

сред соответственно; v , D — коэффициенты соответственно кинематической вязкости и молекулярной диффузии.

Для установления влияния на длину факела определяющих критериев v_0^2/gd_0 и vD была произведена обработка опытных данных при варьировании показателя n в виде зависимости

$$\frac{L_\phi}{d_0} / \left(\frac{v}{D} \right)^n = f \left(\frac{v_0^2}{gd_0} \right). \quad (2.8)$$

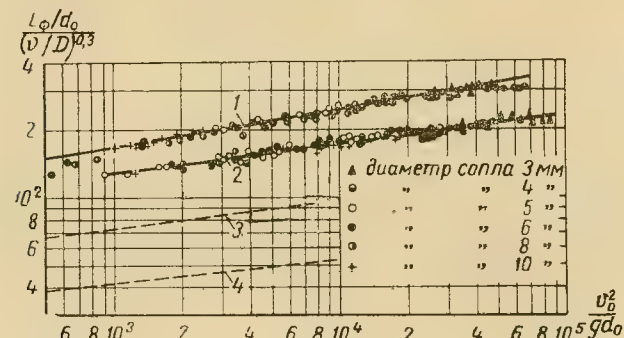


Рис. 2.3. Характеристика турбулентного диффузионного факела.

1 — пропан-бутановая смесь (жидкий газ); 2 — московский городской газ; 3 — коксовый газ [104]; 4 — генераторный газ из торфа [104].

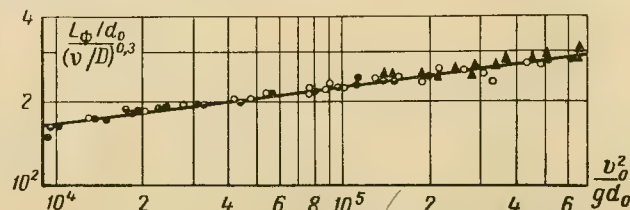


Рис. 2.4. Характеристика горения водорода в турбулентном диффузионном факеле (обозначение см. на рис. 2.3).

При расчете диффузионного критерия коэффициент кинематической вязкости подсчитывался по температуре окружающего воздуха, а коэффициент молекулярной диффузии — по температуре газа на выходе из сопла.

В результате обработки опытных данных в логарифмической системе координат (рис. 2.3 и 2.4) было установлено, что показатель $n \approx 0,3$.

В исследованных пределах изменения определяющего критерия v_0^2/gd_0 формулы для расчета безразмерной длины горящих турбулентных струй газа в свободной окисляющей среде (воздухе) были получены в следующем виде:

для московского городского газа

$$\frac{L_{\Phi}}{d_0} = 56,3 \left(\frac{v_0^2}{gd_0} \right)^{0,125} \left(\frac{v}{D} \right)^{0,3}; \quad (2.9)$$

для пропана

$$\frac{L_{\Phi}}{d_0} = 56,3 \left(\frac{v_0^2}{gd_0} \right)^{0,165} \left(\frac{v}{D} \right)^{0,3}; \quad (2.10)$$

для водорода

$$\frac{L_{\Phi}}{d_0} = 56,3 \left(\frac{v_0^2}{gd_0} \right)^{0,121} \left(\frac{v}{D} \right)^{0,3}. \quad (2.11)$$

Исследования выявили влияние на длину турбулентных горящих струй начальной температуры газа, которая в опытах доводилась до 700° С. Было установлено, что с увеличением температуры газа заметно сокращается длина факела. Длина факела прямо пропорциональна диаметру струи в выходном сечении: чем он больше, тем больше длина факела.

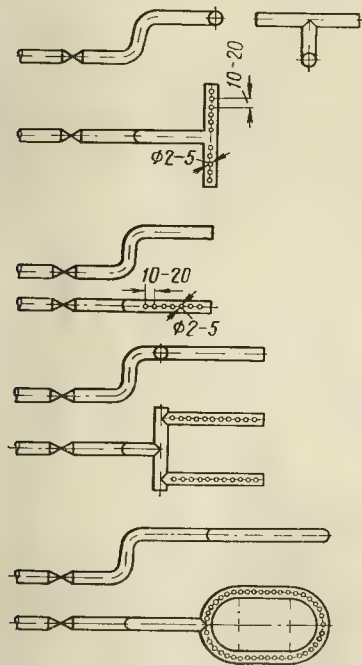


Рис. 2.5. Некоторые схемы диффузионных горелок.

Диффузионные горелки имеют устойчивый факел только при предельно низких тепловых нагрузках, а следовательно, и при низких давлениях газа. Устойчивость же сжигания является первейшим условием безопасной эксплуатации газовых горелок, в особенности при колеблющейся нагрузке.

При небольших тепловых напряжениях отверстий горелки $Q/\Sigma f_{огн}$ (Q — тепло, выделяемое горелкой, в кал/ч; $\Sigma f_{огн}$ — сумма площадей

отверстий для прохода газа в м²) факелы представляют собой ровные голубые конусы, желтые язычки и свечение отсутствуют при ламинарном режиме. При повышении теплового напряжения выходных отверстий голубое пламя сменяется ярко светящимся. Эта граница будет нижним пределом возникновения светящегося пламени. Предел теплового напряжения, когда возникает светящееся пламя для смешанного газа, выше, чем для природного. При дальнейшем повышении теплового напряжения пламя из ламинарного переходит в турбулентное, вследствие чего улучшается процесс перемешивания и свечение газа исчезает. Пламя делается вновь голубым с ярко выраженными завихрениями. Эта граница будет верхним пределом свечения пламени.

При дальнейшем увеличении скорости выхода газа пламя теряет устойчивость и отрывается от горелки. Для природного газа верхний предел свечения почти совпадает с пределом отрыва пламени. Кривая отрыва пламени (рис. 2.6) приведена А. А. Иониным [78] на основании различных данных, опубликованных в литературе.

Из графика (рис. 2.6) видно, что природный газ имеет более низкие тепловые напряжения отверстий, чем смешанный газ, причем с уменьшением диаметра отверстий тепловые напряжения несколько увеличиваются. Кривые на рис. 2.6 получены при сжигании газа в единичном факеле, поэтому они могут служить только ориентировочными данными, так как расстояние между отверстиями оказывает влияние на предел отрыва. С уменьшением этого расстояния предел отрыва повышается, так как взаимное влияние соседних язычков пламени повышает общую устойчивость горения газа.

М. Т. Богородская [24], изучая влияние расстояния между отверстиями на пределы отрыва пламени, установила, что слияние факелов незначительно повышает пределы отрыва пламени. При увеличении расстояний между отверстиями до прекращения слияния факелов пределы отрыва пламени понижаются и достигают пределов отрыва для единичного факела. Число рядов отверстий на пределы отрыва пламени не влияет, если расстояние между рядами достаточно для свободного развития факелов.

Диаметр отверстия горелки сильно влияет на характеристику факела пламени. Поэтому правильный выбор его является одной из основных задач, решаемых при проектировании диффузионной горелки.

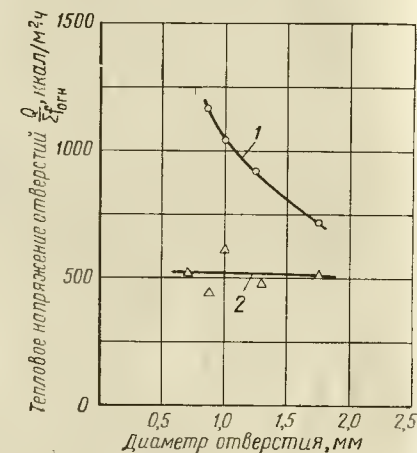


Рис. 2.6. Пределы отрыва пламени.

1 — кривая предела образования турбулентного пламени для смешанного газа; 2 — кривая предела отрыва пламени для природного газа.

На выбор диаметра отверстий влияют состав сжигаемого газа, размер камеры горения, давление газа, мощность котла и условия его эксплуатации, конструкция горелки.

Обычно диаметр отверстий у горелок, приведенных на рис. 2.5, колеблется от 0,5 до 5,0 мм. Учитывая легкую засоряемость отверстий, нежелательно принимать размер отверстий меньше 1 мм. Максимальный шаг отверстий горелки определяется возможностью передачи пламени от отверстия к отверстию. Минимальный шаг отверстий определяется слиянием факелов пламени, выходящих из соседних отверстий. Слияния необходимо избегать, так как при этом осложняется доступ воздуха к газу, ухудшаются условия образования горючей смеси, пламя вытягивается и может выйти за пределы камеры горения, что нарушит нормальный процесс сжигания газа.

По данным различных исследователей можно заключить, что предельные расстояния между осями отверстий (когда факелы еще не сливаются) не зависят от вида газа. Значения, отличающиеся от средних, получаются при переходе к отверстиям меньше 1 мм. По данным, например, работы [24], нижний предел расстояния между осями горелочных отверстий (диаметром 4 мм), не допускающий слияния факелов, будет $s/d_0 = 4$, а верхний, обеспечивающий беглость огня при зажигании, $s/d_0 = 6$. Эти данные очень близки к значениям, приведенным в работе А. А. Ионина. Так, для отверстий $d_0 = 1,78$ мм (при $s/d_0 = 4,5$) факелы сливаются, а при $s/d_0 = 6,1$ передача пламени между отверстиями отсутствует. Так как диффузионные горелки с отверстиями менее 1 мм и более 5 мм редко применяются, то для отверстий 3—4 мм значение $s/d_0 = 5 \div 6$ можно считать достаточно надежным для передачи пламени и в то же время обеспечивающим горение факелов без слияния. Во всяком случае это не противоречит результатам исследований [24, 78 и 79].

Для того чтобы перемешивание газа с воздухом не ухудшалось, рекомендуется на каждой трубе делать не больше двух рядов отверстий. Суммарное сечение отверстий следует делать меньше 100% живого сечения газораспределительной трубы. В противном случае скорость истечения газа вдоль трубы будет изменяться вследствие изменения давления вдоль коллектора. Расстояние между осями крайних рядов соседних горелок обычно определяется теплопроизводительностью и конструкцией топki, а также количеством горелок, приходящихся на один запорный газовый кран. В любом случае горелки должны быть так расположены по сечению топki, чтобы воздух имел свободный и равномерный доступ к каждому факелу.

По данным А. А. Ионина [78], коэффициент избытка воздуха для диффузионных горелок указанной конструкции (см. рис. 2.5) колеблется в пределах $\alpha_t = 1,2 \div 1,6$ (в зависимости от состава газа, размещения горелок и конструкции топki).

Диффузионные горелки этого типа предназначены для сжигания газа с теплотой сгорания меньше 7000 ккал/м^3 . При сжигании природных и попутных газов диффузионные горелки дают сажиный светящийся

факел, не обеспечивающий полноты сжигания газа. Эти горелки получили распространение в бытовых газовых приборах при сжигании искусственных газов с высокой скоростью распространения пламени газозоудной смеси (коксовый газ, газ высокотемпературной перегонки сланцев, генераторный газ и др.).

В диффузионной горелке производительностью от 35 до $350 \text{ м}^3/\text{ч}$ (рис. 2.7), разработанной В. П. Михеевым в Куйбышевском индустриальном институте (КИИ), за счет увеличения скорости истечения газа (давление газа от 1000 до 3000 кг/м^2) и, следовательно, уменьшения диаметра струек, можно получать несветящийся факел при сжигании природных и попутных газов. В горелке использован принцип дробления газа на отдельные струи — подача газа происходит через кольцевое пространство корпуса и 32 сопловых щели, расположенные под углом к радиусу и оси горелки. Воздух в количестве примерно 50% подводится через внутренний патрубок, а остальной в количестве 55—65% от теоретически необходимого поступает через внешние окна регистра. Оба потока воздуха имеют независимую регулировку. Нормальное поступление воздуха обеспечивается разрежением в топке от 2 до 6 кг/м^2 в зависимости от производительности горелки.

Многоструйный выход газа под углом к оси горелки несколько закручивает поток и улучшает перемешивание. В зависимости от свойств газа, его давления и числа сопловых отверстий горелка обеспечивает сжигание в светящемся факеле большей или меньшей длины. При сжигании природного газа среднего давления факел получается сравнительно коротким, с умеренной светимостью [119], при сжигании попутного газа с низким давлением из горелки выходит сильно светящийся факел пламени, развитый в длину. При сжигании любого газа низкого давления горение в факеле протекает вяло. В этих горелках можно влиять в широких пределах на геометрические и тепловые характеристики факела за счет выбора давления газа, числа, размеров и угла наклона сопловых отверстий.

Горелки Михеева рассчитаны на сжигание газа с теплотой сгорания около 8000 ккал/м^3 при давлении его 70 кг/м^2 (серия ДНМ низкого давления) и при 1000— 3000 кг/м^2 (серия ДСМ среднего давления). Эти горелки

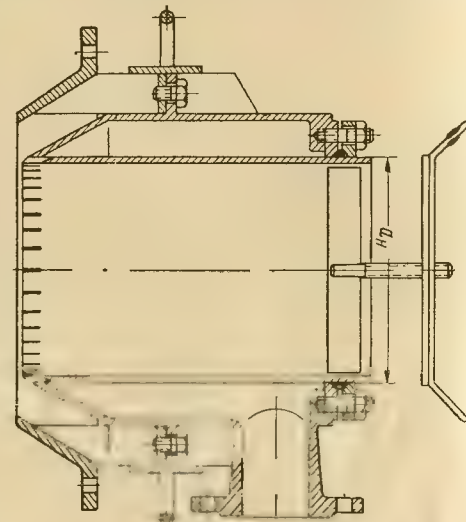


Рис. 2.7. Диффузионная горелка системы Михеева (КИИ) новой серии производительностью от 35 до $350 \text{ м}^3/\text{ч}$.

могут быть настроены во время монтажа перемещением среднего патрубка на сжигание газа с теплотой сгорания от 6000 до 12 000 ккал/м³ (производительность горелки каждой модели может меняться в 1,3—1,5 раза) и при различных его давлениях в пределах выбранной категории (т. е. низкого или среднего давления). Горелки этого типа распространены в ряде котельных предприятий Куйбышевской области, а также применяются в печах, имеющих устойчивое разрежение. Серия из пяти горелок охватывает диапазон производительности от 35 до 350 м³/ч.

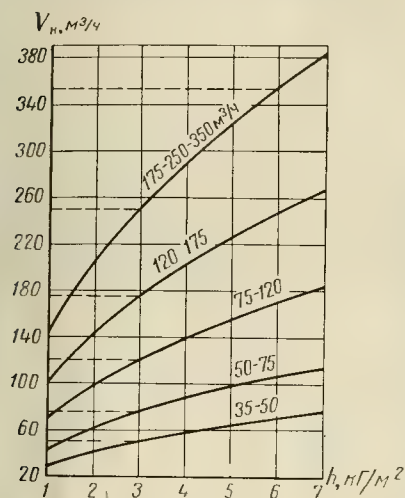


Рис. 2.8. Зависимость производительности горелок Михеева (КИИ) от разрежения в топке (печи).

температуры в объеме горения (вдоль факела пламени); практически бесшумная работа; простота конструкции.

Отрицательные характеристики диффузионных горелок: сложность создания горелок большой производительности; трудность получения высоких тепловых напряжений в обычных камерах горения при отсутствии потерь тепла от химической неполноты сгорания.

Атмосферные горелки

Атмосферными, или инжекционными, горелками низкого давления газа называются горелки с частичным предварительным смешением ($\alpha' = 0,3 \div 0,7$). Первичный воздух подсасывается в горелку за счет инжектирующего действия газовой струи. Вторичный воздух, необходимый для полного сжигания газа, поступает к факелам пламени из окружающего пространства за счет инжектирующего действия самого факела и за счет разрежения в топке.

Для сжигания попутных газов с содержанием метана менее 55—60% их можно применять только для газа среднего давления. Обязательным условием нормальной работы этих горелок является наличие устойчивого разрежения в топке, не ниже паспортного (рис. 2.8). Применение горелок данного типа в печной технике весьма ограничено. Зависимость работы диффузионных горелок данной конструкции от разрежения в камере горения является их недостатком. Следует, однако, иметь в виду, что многие теплотехнические установки работают при устойчивом разрежении в очаге горения.

Положительные характеристики диффузионных горелок: устойчивость горения газа; возможность работы на газе низкого давления без принудительной подачи воздуха, большой диапазон регулирования с возможностью изменения длины факела и получения равномерной

Атмосферные горелки применяются главным образом для сжигания газов с высокой теплотой сгорания — свыше 4000 ккал/м³. Благодаря удовлетворительным теплотехническим показателям и удачному конструктивному оформлению эти горелки получили широкое распространение и устанавливаются в секционных котлах, газовых водонагревателях, бытовых плитах, сушилках и различных мелких отопительных котлах, работающих на природном газе.

Принципиальная схема атмосферной горелки приведена на рис. 2.9. Основными частями горелки являются сопло, смеситель, имеющий обычно форму трубы Вентури, и огневая насадка с мелкими отверстиями для выхода газа.

Диаметр выходного отверстия сопла должен соответствовать производительности горелки при данной теплоте сгорания газа.

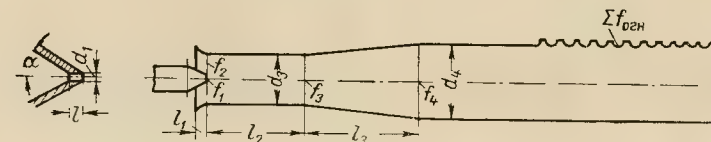


Рис. 2.9. Схема атмосферной горелки.

Диапазон устойчивой работы атмосферных горелок ограничен, с одной стороны, возможностью проскока пламени внутрь горелки, а с другой — возможностью отрыва пламени от кратера горения и даже полного срыва (затухания) его. Эти явления могут быть причиной нарушения нормальной работы горелок, а в некоторых случаях даже серьезных аварий. Необходимо разобраться в сущности таких нарушений устойчивости горения и найти пути их предотвращения, учитывая, что строгой теории устойчивости горения еще не разработано.

В зоне горения устанавливается динамическое равновесие между стремлением пламени продвинуться навстречу потоку газозооушной смеси и стремлением потока отнести пламя от горелки. Устойчивость горения зависит от тепловых и гидродинамических условий, в которых находятся корневые участки конусообразной зоны горения.

Рассмотрим вопрос устойчивости фронта горения, когда пламя не отрывается от кратера горелки. На рис. 2.10 можно видеть, что зона горения у своего основания имеет горизонтальный участок. Чем же он определяется?

Скорость истечения смеси вблизи стенок горелки меньше, чем в других точках потока. По периферии потока образуется область медленного течения и даже застойная зона, в которую газ проникает из струи, а воздух из атмосферы. Векторы нормальной скорости распространения пламени u_n и скорости движения смеси v_c имеют в этом месте противоположное направ-

вление. Так формируется кольцевой источник зажигания, который предотвращает отрыв всего пламени от кратера горелки.

Этот поджигающий пояс эффективен при ламинарных режимах движения, а при повышении форсировки горелки его размеры уменьшаются. Отрыв открытого пламени от устья горелки наблюдается обычно еще до того, как горение становится турбулентным. Необходимо также отметить, что с увеличением количества первичного воздуха устойчивость пламени атмосферных горелок уменьшается (рис. 2.11). Наклонные линии Ia , $Iб$ и $Iв$ характеризуют максимальную форсировку исследованных горелок. Когда значения скоростей истечения газовой смеси из отверстий горелок v_c или коэффициента α' превышают критические

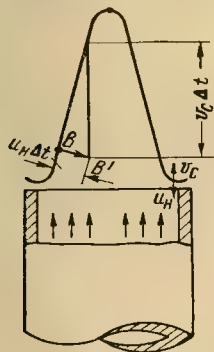


Рис. 2.10. Схема распространения пламени при ламинарном истечении газовой смеси.

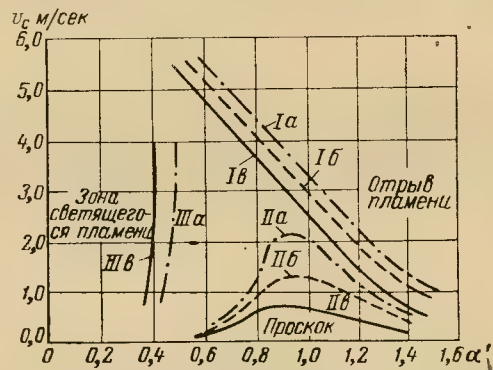


Рис. 2.11. Пределы устойчивого горения природного газа в горелках атмосферного типа различного диаметра:

— 12,5 мм; — — — 25 мм; - - - - 31 мм.

для горелки данного размера, наблюдается отрыв пламени. Наклон линий свидетельствует о значительном снижении устойчивости процесса горения в горелках по мере увеличения содержания воздуха в горючей смеси.

Линии IIa , $IIб$ и $IIв$ также представляют собой границы устойчивости горения, но определяемые возникновением проскока пламени внутрь горелки. Значения скоростей истечения, меньшие, чем на этих кривых, соответствуют режимам, при которых наблюдается проскок пламени в горелках соответствующего размера.

При сжигании природного газа проскок пламени наблюдается в случаях $\alpha' > 0,6$, о чем свидетельствует местоположение кривых II . С увеличением α' границы устойчивого горения резко уменьшаются, так как кривые II и I , характеризующие пределы отрыва и проскока пламени, сближаются (значения ординат между ними уменьшаются).

Режимы горения при значениях $\alpha' < 0,4$ также нежелательны, так как они связаны с потерей тепла от химической неполноты горения. Это можно видеть по кривым $IIIa$ и $IIIв$, фиксирующим значения α' , при которых

начинают наблюдаться желтые края пламени при сжигании природного газа.

Отрыв пламени происходит главным образом при форсированной работе газогорелочных устройств, особенно при сжигании медленно горящих газов (например, природного газа с высоким содержанием метана или генераторного газа с высоким содержанием балласта). При сжигании в атмосферных горелках быстро горящих смесей с невысокими форсировками приходится больше опасаться не отрыва пламени, а его проскока, т. е. втягивания в смеситель.

Поскольку у стенки сопла значение скорости газовой смеси равно нулю, возникает вопрос, какие же условия нужно соблюдать, чтобы не допустить проскока, так как на первый взгляд он неизбежен при всех условиях.

Упрощая физическую картину процесса, действие стенки сопла можно представить так, как показано на рис. 2.12, заимствованном из книги В. А. Слейшера [162].

На левой части рисунка дано соотношение скорости истечения газовой смеси (v_c) и скорости распространения пламени (u_n) при устойчивом горении. Из рассмотрения эпюры распределения скоростей видно, что скорость потока вблизи стенки мала, но проскок не имеет места, так как по мере приближения к стенке u_n уменьшается вследствие снижения температуры смеси благодаря отводу тепла к стенке (особенно охлаждаемой снаружи проточной водой). В трубках малого диаметра тормозящее действие холодных стенок сопла на скорость распространения пламени может быть таким, что пламя не проскакивает даже при истечении смеси с ничтожно малой скоростью. Численное значение такого критического диаметра для различных горючих смесей неодинаково: для смесей с высокой скоростью распространения пламени оно меньше, чем для медленно горящих смесей.

При проскоке пламени внутрь трубки (рис. 2.12, б) на участках δ , где значения u_n превышают значения v_c , пламя углубляется в смеситель, прогревает его стенки и таким образом создает условия для втягивания в смеситель всей зоны горения.

По теории критического градиента граничной скорости [113] проскок происходит в том случае, когда вблизи стенки смесителя кривая скорости потока v_c имеет общую касательную с кривой распределения u_n по выходному сечению смесителя.

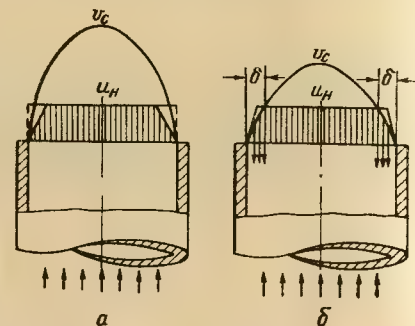


Рис. 2.12. Соотношение скорости истечения газовой смеси и скорости распространения пламени.

a — при устойчивом горении; b — при проскоке.

Из многочисленных исследований следует, что проскок пламени зависит в основном от состава газа, коэффициента избытка первичного воздуха, теплового напряжения отверстий, диаметра и глубины отверстий, расстояния между отверстиями.

Работа по изучению физико-химических свойств и процессов горения природного и сланцевого газов и их смесей была проведена М. Т. Богородской [24] под руководством С. С. Кутателадзе.

Помимо отмеченных выше величин, изучались высота факела и его ядра, предельные расстояния между отверстиями многофакельных атмосферных горелок и количество первичного воздуха, обеспечивающее отсутствие желтизны пламени.

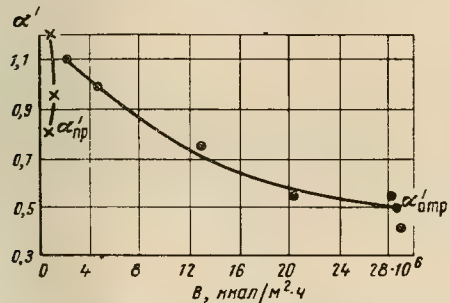


Рис. 2.13. Кривые отрыва $\alpha'_{отр}$ и проскока $\alpha'_{пр}$ пламени сланцевого газа (диаметр отверстия 4 мм, глубина 3 мм).

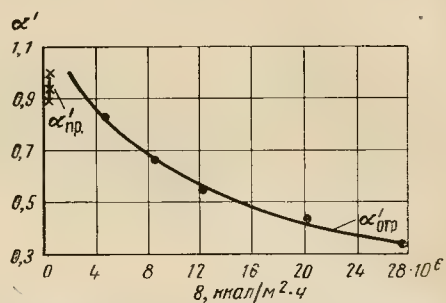


Рис. 2.14. Кривые отрыва $\alpha'_{отр}$ и проскока $\alpha'_{пр}$ пламени природного газа (диаметр отверстия 4 мм, глубина 3 мм).

Высота факела и высота ядра имеют значение как для проектирования бытовых газовых приборов, так и для расчета топочных устройств установок коммунальной энергетики.

При изучении процессов горения на единичном факеле определялись избытки воздуха при отрыве ($\alpha'_{отр}$) и проскоке пламени ($\alpha'_{пр}$), содержание первичного воздуха при исчезновении желтизны пламени ($\alpha'_{исч}$), содержание первичного воздуха при появлении ядра ($\alpha'_{ядр}$), высота ядра ($h_{ядр}$), высота факела при диффузионном горении (H_0) и высота факела перед отрывом ($H_{отр}$).

На моделях газогорелочных устройств определялось влияние расстояний между отверстиями на отрыв пламени и беглость огня при заигнании, а также предельные расстояния между горелочными отверстиями, при которых факелы не сливаются.

При исследованиях использовался природный газ с низшей теплотой сгорания 8250 ккал/м³, сланцевый газ — 3400 ккал/м³, а также смеси сланцевого газа с природным с низшей теплотой сгорания 6000 и 7000 ккал/м³. Модели были изготовлены из стальных труб диаметром 3/4", длиной 250 мм, с толщиной стенки 3 мм. Диаметр отверстий горелок 1, 2, 3, 4 и 6 мм. Расстояния между ними изменялись от 3 до 32 мм через

1—2 мм. На установке для исследования единичного факела использовались съемные колпачки (наружным диаметром 46 мм) и с глубиной отверстий 1, 3, 6, 10 и 13 мм.

С изменением диаметра горелочного отверстия тепловая нагрузка его изменялась от $2 \cdot 10^6$ до $30 \cdot 10^6$ ккал/м²·ч.

Было выявлено, что для сланцевого газа при тепловой нагрузке $Q/f_{огн} = 4 \cdot 10^6$ ккал/м²·ч избыток воздуха при отрыве пламени (рис. 2.13) $\alpha'_{отр} = 1,02$, а при тепловой нагрузке $18 \cdot 10^6$ ккал/м²·ч $\alpha'_{отр} = 0,62$; при диаметре отверстия 4 мм проскок пламени (рис. 2.14) наступает при избытке воздуха $\alpha'_{пр} = 0,8$ и нагрузке $0,6 \cdot 10^6$ ккал/м²·ч, а для природного газа $\alpha'_{пр} = 0,9$ при меньшей нагрузке.

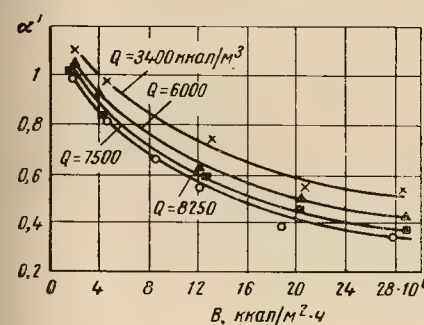


Рис. 2.15. Кривые отрыва пламени сланцевого газа, природного газа и смесей этих газов с низшей теплотой сгорания 6000 и 7500 ккал/м³ (диаметр отверстия 4 мм, глубина 3 мм).

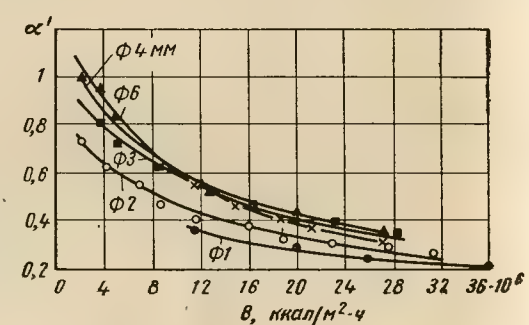


Рис. 2.16. Кривые отрыва пламени природного газа для различных диаметров отверстий (глубина отверстия 3 мм).

Кривые отрыва пламени для различных газов при диаметре отверстия 4 мм показаны на рис. 2.15, из которого видно, что предел отрыва пламени уменьшается от сланцевого газа к природному, имеющему меньшую скорость распространения пламени.

С увеличением диаметра отверстия предел отрыва пламени повышается, что видно из рис. 2.16.

При значениях тепловых нагрузок от $10 \cdot 10^6$ до $30 \cdot 10^6$ ккал/м²·ч практически можно провести единую кривую для отверстий диаметром от 3 до 6 мм. Таким образом, эти исследования показывают, что при значениях коэффициента α' от 0,6 до 0,3 при широком изменении тепловой нагрузки пределы отрыва пламени не зависят от диаметра отверстий.

Результаты исследований [24] показали, что пределы отрыва пламени повышаются с увеличением глубины отверстий до 13 мм. Дальнейшее увеличение глубины не дает заметного повышения пределов отрыва пламени. Эта зависимость для исследованных диаметров и глубин отверстий в работе [24] выражена приближенной формулой

$$\alpha_\delta = \alpha_3 + 0,003 (\delta - 3), \quad (2.12)$$

где α_0 — предел отрыва пламени при глубине горелочного отверстия, равной δ ; α_3 — предел отрыва пламени при глубине отверстия 3 мм.

Одновременно было выявлено, что число рядов отверстий на пределы отрыва пламени не влияет, если расстояние между рядами обеспечивает неслияние факелов.

На графике (рис. 2.17, а), построенном по усредненным данным, видно, что беглость огня в значительной мере зависит от количества первичного воздуха, например при тепловой нагрузке $6 \cdot 10^6$ ккал/м²·ч и при избытке воздуха $\alpha' = 0$ предельное расстояние, при котором наблюдается

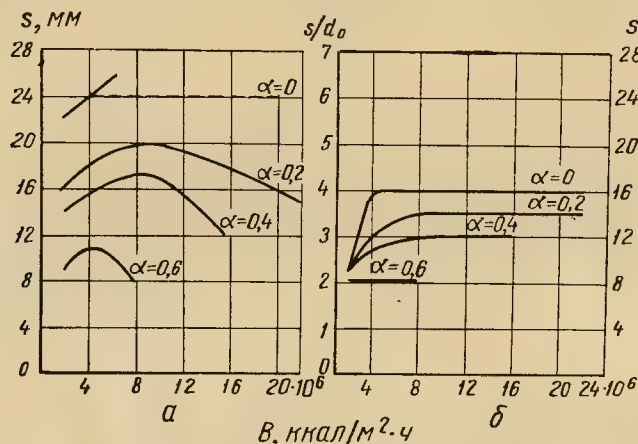


Рис. 2.17. Расстояния s между осями горелочных отверстий (в мм) и s/d_0 в безразмерных единицах при максимальных (а) значениях которых обеспечивается беглость огня при зажигании и при минимальных (б) — отсутствие слияния факелов (диаметр отверстия 4 мм, глубина 3 мм).

беглость огня, равно 24 мм ($s/d_0 = 6,0$), при $\alpha' = 0,2$ предельное расстояние равно 19 мм ($s/d_0 = 4,75$), а при $\alpha' = 0,6$ оно составляет 10 мм ($s/d_0 = 2,5$).

На графике (рис. 2.17, б) также обращает на себя внимание зависимость минимальных расстояний, обеспечивающих неслияние факелов, от количества первичного воздуха, например при том же значении тепловой нагрузки $6 \cdot 10^6$ ккал/м²·ч и при избытке воздуха $\alpha' = 0$ это минимальное расстояние между отверстиями $s = 16$ мм ($s/d_0 = 4$), при $\alpha' = 0,2$ $s = 13,5$ мм ($s/d_0 = 3,4$) и при $\alpha' = 0,6$ $s = 8$ мм ($s/d_0 = 2$). С увеличением количества первичного воздуха (рис. 2.17) снижаются максимальные и минимальные расстояния между отверстиями, а с увеличением нагрузки максимальные расстояния уменьшаются (при данном значении $\alpha' \leq 0,2 \div 0,6$), а минимальные остаются постоянными. Это показывает, что с увеличением тепловой нагрузки практически придется принимать

одно единственное значение s (при данном значении α'), определяемое удобнее всего по правому графику (на прямых участках).

Кривая L_ϕ на рис. 2.18, характеризующая длину диффузионного пламени, имеет непосредственное отношение к расчету диффузионных горелок, она же является пограничной кривой высот пламени исследованных атмосферных горелок при $\alpha' = 0$. Кривая, характеризующая длину ядра L_α , связана с коэффициентом первичного воздуха, который и обеспечивает частичное выгорание газа в ядре факела (на поверхности внутреннего конуса). Чем больше доля первичного воздуха, тем большее количество газа сгорает в ядре факела и тем, следовательно, больше длина ядра. Такой же вывод можно сделать из других соображений: длина ядра

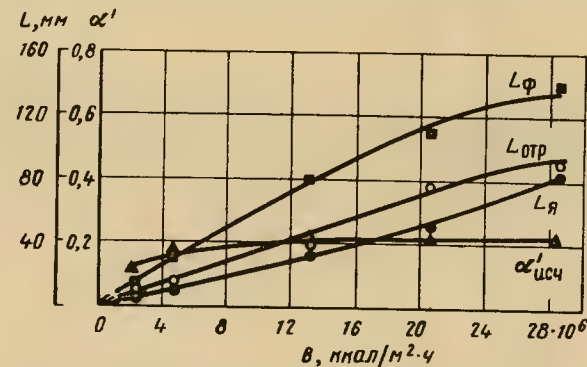


Рис. 2.18. Изменение высоты ядра и видимого факела в зависимости от тепловой нагрузки.

L_α — высота ядра; L_ϕ — высота диффузионного факела ($\alpha' = 0$); $L_{отр}$ — высота факела перед отрывом; $\alpha'_{исч}$ — избыток воздуха при исчезновении желтизны пламени (диаметры отверстий 1, 2, 3, 4 и 6 мм).

зависит от скорости движения газозвдушной смеси и скорости распространения пламени; чем больше скорость распространения пламени, тем меньше длина ядра и, наоборот, чем больше скорость движения газозвдушной смеси, тем больше длина ядра.

Но так как большей доли первичного воздуха соответствует и ббольшая скорость движения газозвдушной смеси, то, следовательно, и ядро будет длиннее.

Область, заключенная между наружным и внутренним конусами (ядром), содержит продукты горения и газ, не участвовавший в горении ядра пламени. Скорость выгорания оставшейся части газа в основном зависит от скорости перемешивания со вторичным воздухом, в данном случае от скорости молекулярной диффузии.

Кривая $\alpha'_{исч}$ на рис. 2.18 показывает, что при всех испытанных тепловых нагрузках для значений $\alpha' > 0,2$ пламя не имеет желтизны и, следовательно, обеспечены условия удовлетворительного сжигания.

Для установки на секционных котлах с топками высотой не менее 600—900 мм, а также для тепловых агрегатов с удлиненными топками нашли применение горелки, изображенные на рис. 2.19. Конструктивно все модификации выполнены одинаково и различаются только размерами, определяющимися их теплопроизводительностью.

1 — регулятор воздуха; 2 — сопло; 3 — смеситель; 4 — насадка с двумя рядами отверстий.

Для установки в топке специализированного котла «Луч», а также в топках других тепловых агрегатов нашли применение чугунные горелки, приведенные на рис. 2.20. Диапазон регулирования горелки по давлению газа находится в пределах от 3 до 140 кг/м². Подсос первичного воздуха атмосферной горелкой удовлетворительный ($\alpha' = 0,4$). Факелы горелок имеют высоту около 200 мм и равномерно распределены по площади насадки. Смеситель горелки изогнут на 90° и имеет специальный прилив для крепления всей горелки и конус для крепления головки горелки: чугунную насадку с приливами, расположенными в два ряда. В приливах имеется 186 круглых отверстий диаметром 4 мм с суммарной площадью 23,3 см² для выхода газовоздушной смеси. Для лучшего подвода вторичного воздуха к факелу в середине насадки имеется щель.

[illegible]

1 — регулятор воздуха; 2 — сопло; 3 — смеситель; 4 — насадка.

The image contains two technical drawings of a mechanical assembly, likely a pump or valve component. The top drawing is a side view showing a cylindrical body with a flange on the left and a series of small, rectangular components (possibly valves or ports) along the top. The bottom drawing is a cross-sectional view, showing the internal structure of the assembly, including a central shaft or piston rod and various internal components like seals or valves. The drawings are rendered in a detailed, technical style with fine lines and shading.

Горелка состоит из сопла и литого чугунного корпуса. Смеситель в виде трубки Вентури, огневая насадка имеет два ряда отверстий, просверленных в цилиндрических приливках. Горелка нашла применение при переводе на газ отопительных котлов и некоторых других систем теплопроизводительностью до 300 000 ккал/ч.

Горелки выкладывают на плотно колосниковой решетке, при этом эжектор находится снаружи котла, а огневая насадка внутри (рис. 2.22, а). Вторичный воздух поступает через поддувало или через отверстия в огневой плите. По исследованиям И. Я. Сигала [157], подсос первичного воздуха $\alpha' = 0,28 \div 0,3$. При установке горелок в топке за счет разрежения в области огневой насадки степень подсоса может возрастать до 0,4—0,5 и несколько выше.

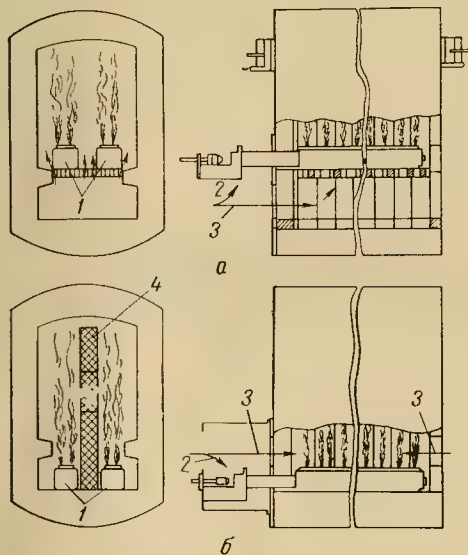


Рис. 2.22. Схемы установки атмосферных горелок в отопительных котлах.

а — на колосниковой решетке; б — в поддувале (эжектор горелки помещен в короб; между горелками находится излучатель — стенка из шамотного кирпича). 1 — горелки; 2 — первичный воздух; 3 — вторичный воздух; 4 — излучатель.

плом; C — постоянная, зависящая от физических свойств газа;

$$C = \frac{n+1}{2nL_0}, \quad (2.14)$$

где $n = \rho_v/\rho_r$ — отношение плотностей воздуха и газа; L_0 — теоретически необходимое количество воздуха для полного сжигания газа в $\text{м}^3/\text{м}^3$.

Для природного газа Дапавского и Ставропольского месторождений постоянная $C = 0,083$.

Х. Нурсте в институте термо- и электрофизики АН ЭССР аналитически вывел формулу для расчета зависимости коэффициента эжекции n или коэффициента избытка воздуха α эжекционных горелок от противодавления или разрежения в камере горения

$$\left(\frac{n'}{n}\right)^2 = \left(\frac{\alpha'}{\alpha}\right)^2 = 1 - \frac{1}{\mu^2 \cos \beta} \cdot \frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{p_2}{p_1}, \quad (2.15)$$

где μ — коэффициент истечения для сопла (принимается по справочным данным); β — угол установки сопла по отношению к оси горелки; F_2, F_1 — площади сечения самого узкого места горловины горелки и сопла соответственно; p_2, p_1 — давление в топке ($\pm$) и давление газа перед соплом; α, α' — значение коэффициентов избытка воздуха в горелке (α при $p_2 = 0, \alpha'$ при $p_2 \neq 0$).

Формула (2.15) не содержит никаких поправочных или экспериментально определяемых величин.

Для случая эжекционной горелки [103] параметры имеют следующие значения: $\mu = 0,7, \cos \beta = 1$ и $F_2/F_1 = 30$.

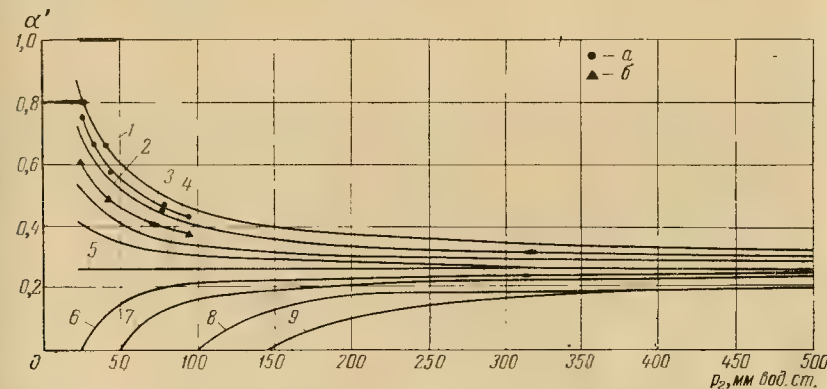


Рис. 2.23. Изменение степени подсоса первичного воздуха атмосферной горелкой для отопительных котлов в зависимости от давления газа и разрежения в топке.

Экспериментальные данные:

а — при разрежении в топке 2,5—2,8 $\text{кг}/\text{м}^2$; б — при разрежении в топке 1,6 $\text{кг}/\text{м}^2$. Расчетные данные: 1, 2, 3, 4 — при разрежении в топке соответственно 3, 2, 1 и 0,5 $\text{кг}/\text{м}^2$; 6, 7, 8, 9 — при подпоре в топке соответственно 0,5; 1; 2; 3 $\text{кг}/\text{см}^2$; 5 — при размещении эжектора в коробе и любом разрежении в топке.

Из уравнения (2.15) видно, что степень подсоса воздуха зависит от отношения разрежения в топке к давлению газа. Это указывает, каким путем можно исключить изменение степени подсоса первичного воздуха. При использовании атмосферных горелок применяют иногда прерыватель тяги, который соединяет дымоход за котлом с атмосферой.

При работе атмосферных горелок в топках котлов, не имеющих прерывателей тяги, для обеспечения устойчивого горения необходимо равенство давлений среды у эжектора и у огневой насадки горелки. Для обеспечения устойчивой работы горелок следует располагать эжектор внутри короба, сообщенного с топочным или поддувальным пространством котла (см. рис. 2.22, б).

Значения видимой длины пламени горелки типа ОП-184 в зависимости от начального избытка воздуха α' при различной ее производительности приведены на рис. 2.24 [157]. Вследствие недостаточной высоты топки

в котлах типа Стреля и Стребеля (от 320 до 650 мм) факел пламени горелок касается холодного свода котла; в продуктах сгорания в значительном количестве появляется окись углерода и метан. При размещении горелок в поддувале котла (см. рис. 2.22, б) уменьшается присос воздуха (обеспечивается устойчивость горения), увеличивается расстояние от огневой насадки до холодной поверхности нагрева и снижаются потери тепла от химической неполноты сгорания.

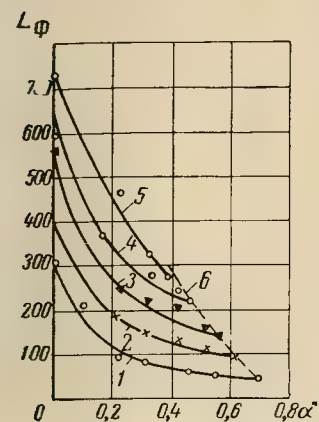


Рис. 2.24. Видимая высота факела пламени атмосферной горелки для котлов.

Расход газа, $\text{м}^3/\text{ч}$: 1 — 2,6; 2 — 4,0; 3 — 5,4; 4 — 7,0; 5 — 8,4; 6 — предел отрыва пламени.

Различные конструкции горелок такого типа применяются для тепловых агрегатов общественного питания (пищеварных котлов, плит и т. п.).

Преимущества атмосферных горелок — простота устройства и регулирования расхода газа.

Недостатки атмосферных горелок:

а) при обычной установке горелки не обеспечивают устойчивого горения в топке котлов и очень чувствительны к изменениям давления газа у сопла и разрежения в топке;

б) в топках, оборудованных атмосферными горелками, не удается осуществлять режим горения с коэффициентом избытка воздуха меньше 1,3—1,4, что приводит к невысоким к. п. д. установок.

Эжекционные горелки

Эжекционные горелки выполняются одно- и многосопловыми, круглыми и плоскими, с одно- и трехступенчатым смесителями.

В отличие от атмосферных горелок (эжекционных горелок низкого давления) эжекционные горелки среднего и высокого давлений чаще всего являются горелками полного смешения.

Эжекционные горелки по сравнению с горелками неполного предварительного смешения обеспечивают более полное сгорание газа при минимальном избытке воздуха более высокой температуры.

При сжигании предварительно перемешанной горючей смеси в туннелях достигаются довольно высокие теплонапряжения их объемов (10—50 млн. $\text{ккал}/\text{м}^3 \cdot \text{ч}$).

Наибольшее распространение получили одноступенчатые эжекционные горелки — весь воздух для горения подсасывается в один прием; в двухступенчатых — в два приема: в первой ступени обычно подсасывается такое количество воздуха, при котором не образуется горючая смесь (для природного газа это соответствует содержанию воздуха в смеси с газом ниже 84,5%); во второй ступени негорючая смесь уже подсасывает остальной воздух, необходимый для горения, и перемешивается с ним.

По компактности двухступенчатые смесители уступают одноступенчатым, и для сжигания природного газа они не получили распространения.

Работа горелок с подсосом всего воздуха газом требует среднего давления газа, причем нет необходимости в дополнительных регуляторах для поддержания на заданном уровне пропорции между газом и воздухом.

К недостаткам эжекционных горелок относятся малая глубина регулирования производительности, большая длина смесителей, препятствующая созданию горелок большой единичной теплопроизводительности, и сильный шум при работе, в особенности при высоком давлении газа.

Под глубиной регулирования понимается отношение максимальной производительности горелки, определяемой максимальным давлением газа, к минимальной производительности ее, при которой пламя еще не проскакивает в горелку.

Эжекционные горелки имеют конструкцию смесительного устройства, аналогичную горелкам атмосферного типа, но более совершенной формы. Огневые насадки у эжекционных горелок (в отличие от горелок атмосферного типа) имеют форму конфузора и во многих конструкциях плотно примыкают к огнеупорному туннелю или непосредственно к камере горения.

Некоторые конструкции эжекционных горелок (без туннеля) в горелочной насадке круглого или квадратного сечения имеют различной формы стабилизаторы, обеспечивающие надежное поджигание газозвушной смеси, устойчивость горения и защиту от проскока пламени в эжектор.

Почти полное отсутствие факела у эжекционных горелок сужает область их применения по сравнению с горелками, обладающими факелом регулируемой длины. Эти горелки труднее использовать в крупных печах, где для равномерного обогрева материала приходится устанавливать несколько горелок по длине печи.

Эжекционные горелки применяются в паровых котлах небольшой производительности (до 8 $\text{т}/\text{ч}$), в печах различных типов, сушилах и других тепловых агрегатах, использующих газообразное топливо.

Массовое распространение в промышленных печах получили эжекционные горелки Стальпроекта (рис. 2.25), предназначенные для работы на коксовом газе или на природном газе с теплотой сгорания соответственно 4000 и 8400 $\text{ккал}/\text{м}^3$ при избыточном давлении газа примерно 0,3 и 0,5 $\text{кг}/\text{см}^2$. Расход коксового газа в зависимости от размера горелок при давлении 0,3 $\text{кг}/\text{см}^2$ составляет 12,6—510 $\text{м}^3/\text{ч}$, а при давлении 0,5 $\text{кг}/\text{см}^2$ 16,2—657 $\text{м}^3/\text{ч}$. Расход природного газа при давлении 0,3 $\text{кг}/\text{см}^2$ составляет 3,5—136 $\text{м}^3/\text{ч}$, а при давлении 0,5 $\text{кг}/\text{см}^2$ 4,3—173 $\text{м}^3/\text{ч}$.

У горелок, работающих на коксовом газе, используются газовые сопла диаметром от 4 до 25,6 мм, а у горелок, рассчитанных для работы на природном газе, от 2,3 до 14,5 мм. Горелки Стальпроекта с успехом применяются и для сжигания низкокалорийных генераторных и доменных газов.

Для предотвращения проскока пламени на конце смесителя горелок Стальпроекта имеется выходная суживающаяся насадка, которая не только повышает выходную скорость газа, но и, что очень важно, выравнивает поле скоростей по всему поперечному сечению, в особенности вблизи стенки. Для природных газов выходные скорости газовой смеси принимаются 10—20 м/сек, а для искусственных газов — 15—30 м/сек. Горелки большого калибра предварительного смешения при сжигании газов, содержащих высокий процент балласта, могут работать на сниженных скоростях истечения смеси. Например, по данным А. В. Арсеева, проскок пламени при сжигании доменного газа в горелках

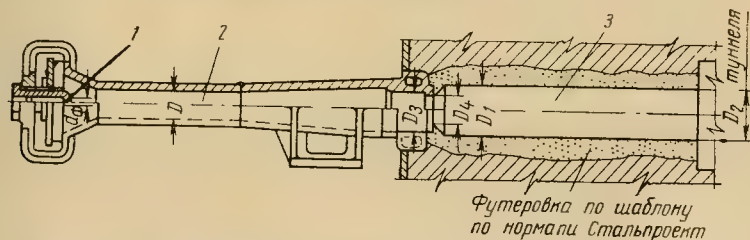


Рис. 2.25. Эжекционная горелка Стальпроекта среднего давления газа теплопроизводительностью 114 000—1 140 000 ккал/ч с охлаждаемой головкой.

с диаметром кратера 200 мм наблюдался при скорости истечения газовой смеси около 3 м/сек, а в горелках с диаметром кратера 500 мм — при 4,2 м/сек [8].

Горелки Стальпроекта (см. рис. 2.25) состоят из сопла 1, эжекционного смесителя 2 и огнеупорного туннеля 3. Корпус смесителя выполнен из чугуна, газовые сопла — из латуни и стали, воздушные шайбы — из стали.

Горелка подсасывает весь необходимый для горения воздух. Количество воздуха регулируется шайбой, находящейся перед смесителем горелки.

В горелках Стальпроекта, начиная с теплопроизводительности 114 тыс. ккал/ч (с диаметром сопла $d_0 = 4,6$ мм) и выше, в стенках имеются полости для охлаждения их проточной водой. Охлаждение головки не только предохраняет ее от воздействия высоких температур, но и, главным образом, снижает скорость распространения пламени и препятствует проскоку пламени в горелку. Для предупреждения отрыва пламени и его стабилизации, устраивают огнеупорные туннели, в которых протекает основной процесс горения. Если же туннель почему-либо устроить нельзя, то против выходного отверстия горелки устанавливают горку из шамота и реже рассекатель из огнеупорного материала.

При надлежащей длине и малых значениях диаметра кратера горение характеризуется полнотой выгорания газа на коротком пути при минимальных избытках воздуха.

Так как работа эжекционных горелок (полного предварительного смешения) без стабилизаторов пламени неустойчива, то до нагрева туннеля или рассекателя до красного каления (на это требуется примерно 10—20 мин) горелку не нагружают и первичный воздух в количестве, необходимом для полного сгорания газа, в момент растопки в нее не подают. В это время горелка работает на малой нагрузке и с подачей меньшего количества воздуха. Остальное количество воздуха при растопке должно поступать в топку или печь за счет разрежения.

Исследования процессов горения в туннелях показали, что определяющее значение в процессе горения в туннеле имеет аэродинамика потока и что лучшие результаты могут быть достигнуты при создании туннелей с внезапным расширением газовой смеси для образования вокруг кратера зоны рециркуляции продуктов сгорания. Процесс сжигания газа можно осуществлять при достаточно большой форсировке без опасения нарушить стабилизацию процесса горения.

В работах В. Н. Ивлева [75] и В. А. Спейшера [162, 185], выполненных под руководством Л. Н. Хитрина, ставились задачи по дальнейшему углубленному изучению физической стороны процесса в туннеле с установлением отдельных стадий процесса горения и их закономерностей, а также определению пределов устойчивости горения в зависимости от различных режимных и конструктивных параметров.

Опыты, проведенные на горелках с кратером трех различных диаметров, показали, что введение в туннель раздаточного конуса уменьшает более чем в 2 раза длину факела и соответственно повышает тепловое напряжение «активного объема» туннеля (сердцевинной части, в которой сосредоточено ядро горения). Лучшие показатели были получены при установке конусов, диаметр которых составлял примерно $2/3$ диаметра кратера, на расстоянии от кратера, равном диаметру насадки.

Результаты исследований, проведенных В. А. Спейшером [162] по определению пределов устойчивости горения смеси городского газа (московского) с воздухом в туннельной горелке небольшого калибра, показаны на рис. 2.26, где по оси абсцисс отложены значения коэффициента избытка воздуха, а по оси ординат — скорости истечения газовой смеси из кратера. Кривая 1 представляет собой нижний предел устойчивости и показывает, при каких значениях коэффициента избытка воздуха и скорости истечения смеси наблюдается прерывная пульсация, обусловленная чрезмерной подачей воздуха в смеситель. Кривая 2 характеризует верхний предел устойчивости, а именно момент выноса пламени из туннеля вследствие недостаточного содержания воздуха в смеси. Между линиями 1 и 2 находится область устойчивых режимов.

Характер кривых на рис. 2.26 показывает, что с увеличением форсировки диапазон допустимых избытков воздуха постепенно сужается, однако область работы эжекционных горелок ($\alpha' \approx 1,05$) находится в оптимальных условиях (посередине между кривыми). Устойчивое горение наблюдалось при скорости истечения смеси, доходившей до 260 м/сек (близкой к скорости звука); тепловое напряжение поперечного сечения

туннеля доводилось при этом до 85 млн. ккал/м²·ч, что в 10—20 раз превышает форсировку туннельных горелок, применяемых в настоящее время в промышленности.

Рабочую форсировку следует выбирать из технико-экономических соображений, подсчитывая минимум суммарных затрат на сооружение установок и ее эксплуатацию.

В работе [162] отмечается, что устойчивость горения (без отрыва) приходится принимать во внимание лишь в тех случаях, когда необходимо сжигать большое количество газа в горелках малого поперечного

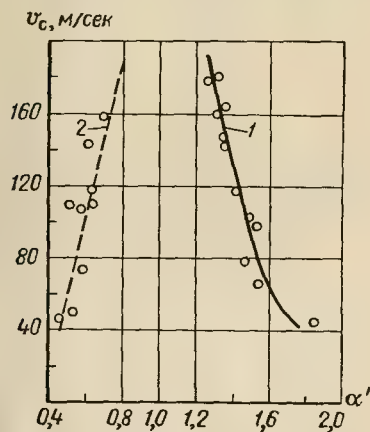


Рис. 2.26. Пределы устойчивости горения смеси московского городского газа с воздухом в туннеле диаметром 48 мм при диаметре кратера 18 мм.

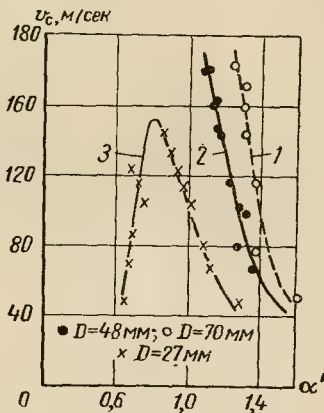


Рис. 2.27. Пределы устойчивости горения московского городского газа при различных значениях конструктивного параметра.

1 — $D_T/d = 3,9$; 2 — $D_T/d = 2,66$; 3 — $D_T/d = 1,5$.

сечения, ее также следует учитывать при использовании энергии газа, находящегося под давлением, или когда сжигаемый газ имеет низкую скорость распространения пламени.

Раздвинуть границы устойчивого зажигания потока газов можно, например, путем улучшения конструкции туннеля (изменения абсолютных его размеров и формы).

Результаты опытов с изменением отношения диаметра туннеля D_T к диаметру кратера d (D_T/d) от 1,5 до 3,9 приведены на рис. 2.27.

Кривые 1, 2, 3 (правая ветвь) характеризуют режимы, при которых наблюдались предсрывные явления, обусловленные чрезмерным избытком воздуха. Кривая 2 относится к обычно применяемому соотношению $D_T/d \approx 2,66$. Сравнение положения кривых 1 и 2 показывает, что увеличение D_T/d до 3,9 незначительно расширяет область устойчивых режимов. В противоположность этому уменьшение D_T/d до 1,5 приводит (кривая 3) к более

резкому сужению границ. Это затрудняет розжиг и поддержание устойчивого горения, особенно при сжигании сравнительно медленно горящих газов, например природного. Положение еще усугубляется тем, что недостаточная подача воздуха в горелку (см. левую ветвь кривой 3) также приводит к нарушению устойчивости горения.

Следовательно, в туннелях отношение D_T/d нельзя рекомендовать меньше 2,4, а длину туннеля следует принимать равной 2,4 диаметра туннеля плюс 30 мм [162]. В коротком туннеле возможен подсос газов извне (из камеры, следующей за туннелем), способных ослабить устойчивость горения, если температура подсасываемых газов недостаточно велика. Если же подсос нагретых газов не отражается заметно на устойчивости горения, то его можно осуществить, что позволит несколько снизить температурный режим стенок огнеупорного туннеля, в особенности при сжигании газа, имеющего высокую температуру горения.

На рис. 2.28 показаны результаты, относящиеся к устойчивости горения метано- и водородовоздушных смесей (холодных и подогретых) в туннеле небольшого размера [75]. Начальный подогрев смеси значительно расширяет границы устойчивого горения, что особенно заметно в случае водородовоздушных смесей; границы устойчивого горения этих смесей при прочих равных условиях гораздо шире, чем у метановоздушных; воздушные смеси городского газа, основными компонентами которого являются CH_4 и H_2 , должны занять промежуточное положение между соответствующими кривыми этих двух групп.

В результате исследований установлен характер процессов, протекающих в туннелях. Это позволяет сознательно выбирать их конструктивные размеры, что очень важно для практического использования горелок предварительного смешения.

О работе эжекционных горелок на подогретом воздухе существует различное мнение. В технической литературе отмечалось, что для эжекции природным газом воздуха, подогретого до 400° С, потребуются повысить давление до 1,5—2,5 кг/см². В работе [162] отмечается, что проведенные в ЭНИН АН СССР экспериментальные исследования работы эжекционных горелок в сочетании с рекуперативным подогревом подсасываемого воздуха не подтвердили высказанных опасений. При переводе горелки на эжекцию подогретого воздуха действительно приходится повышать давление газа по сравнению с работой на холодном воздухе. Однако даже при сжигании газа с весьма высокой теплотой сгорания (природного, нефтяного и др.) и подогреве воздуха до 300—400° С давление газа перед

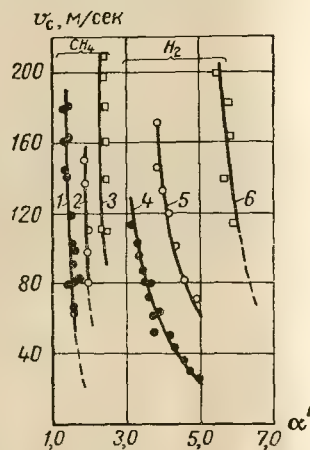


Рис. 2.28. Пределы устойчивости горения метано- и водородовоздушных смесей, подогретых до 20°С (1 и 4), до 200°С (2 и 5), до 390—400°С (3 и 6):

горелкой можно было выдерживать до $0,3-0,4 \text{ кг/см}^2$. Проскока пламени в смеситель при этом не наблюдалось.

М. М. Эфрос [200] отмечает, что в опытах, проведенных ЭНИН АН СССР на малой печи лабораторного типа, горелка работала на минимальной скорости выхода газозвушной смеси из сопла, а следовательно, и при малом сопротивлении в системе. В случае повышения расхода газа сопротивление горелки возрастало и обнаруживалась нехватка подсосываемого воздуха.

Опыты Института газа АН УССР с эжекционными горелками на природном газе проводились с целью выяснения, при каких параметрах сохраняется техническая характеристика горелок (предел регулирования, производительность и т. д.) при работе на подогретом до 400°C воздухе. Они показали, что для сохранения прежних параметров требуется давление газа перед газовым соплом повысить примерно в 5 раз, т. е. до $4-5 \text{ кг/см}^2$. В работе [200] отмечается, что практически осуществить это на заводах невозможно из-за отсутствия столь высокого давления газа перед горелками, необходимого для преодоления повышенного сопротивления регуляторов РИМ.

Представляет интерес одна из последних работ в этом направлении — исследования С. Е. Барка [16] технической осуществимости и целесообразности установки рекуператора на печах, оборудованных эжекционными горелками с просасыванием нагреваемого воздуха за счет энергии газовой струи. Исследование проводилось на стенде, состоящем из камеры горения, многосопловой эжекционной горелки ТЛ-100-2 (горелка Стальпроекта), воздуховода и электрического нагревателя. Сопротивление системы на пути воздуха регулировалось заслонкой.

Исследование проводилось при следующих параметрах: температура нагрева воздуха 300°C ; величина сопротивления на пути движения воздуха $10-15 \text{ кг/м}^2$. В условиях нормальной эксплуатации расход топлива на печи должен изменяться в $2-2,5$ раза, поэтому намечалось определить влияние этих изменений на работу горелки.

На стенде проверялось влияние температуры эжектируемого воздуха на изменение коэффициента избытка воздуха при неизменном сопротивлении на пути эжектируемого воздуха, равном 10 кг/м^2 , и при четырех различных величинах давления (от 1 до $2,5 \text{ кг/см}^2$).

Опыты показали сравнительно небольшое влияние изменения температуры эжектируемого воздуха на величину коэффициента избытка воздуха, который изменялся на $1,5-3\%$.

Как и следовало ожидать, изменение расхода топлива, а следовательно, и воздуха приводило к значительному изменению сопротивления по пути движения воздуха. Оказалось, что при снижении сопротивления воздушного тракта с 10 до $2,5 \text{ кг/м}^2$ коэффициент избытка воздуха изменяется почти на 20% и таким образом коэффициент эжекции не остается постоянным.

Работа эжекционной горелки на горячем воздухе, когда энергия газовой струи расходуется на преодоление значительно возросшего сопро-

тивления воздушного тракта, существенно отличается от работы эжекционной горелки на холодном воздухе. В последнем случае диаметр газового сопла должен быть уменьшен с 3 до $1,7 \text{ мм}$, при этом производительность горелки при постоянном давлении уменьшится в 3,1 раза. Для компенсации потери производительности горелки требуется повышение рабочего давления газа с $0,5$ до $2,5 \text{ кг/см}^2$.

Также было установлено, что скорость истечения газозвушной смеси из кратера горелки, соответствующая проскоку пламени, повышается с 5 до $7-8 \text{ м/сек}$ при работе горелки на подогретом воздухе примерно постоянного расхода. Диапазон регулирования горелки значительно уменьшается.

Результаты проведенных исследований привели С. Е. Барка к выводу о нецелесообразности установки эжекционных горелок на печах, оборудованных рекуператорами, и целесообразности рассмотрения вопросов применения эжекционных горелок с активной воздушной струей, преодоления сопротивления рекуператора за счет других, не связанных с газом, источников энергии (вентилятор, воздушный эжектор), отказа в ряде случаев от нагрева воздуха и использования тепла отходящих газов для подогрева воды или других целей.

Разработанные в 1944—1955 гг. Б. Р. Именитовым типовые эжекционные горелки Стальпроекта не обеспечивали достаточного коэффициента избытка воздуха (примерно $0,96-0,98$), и для ликвидации потерь тепла от химической неполноты сгорания приходилось уменьшать диаметр газового сопла по сравнению с принятым по расчету. Объясняется это тем, что в период, когда проводились расчеты, почти отсутствовали экспериментальные и практические данные по работе газогорелочных устройств.

Метод Б. Р. Именитова был предназначен для расчетов горелок, работающих на газе низкого давления (до 2000 кг/м^2), когда можно не учитывать сжимаемость газа и понижение температуры при адиабатическом истечении. В последние годы для отопления металлургических печей стали широко применять природный газ высокого давления. Кроме того, разрабатываются и внедряются новые печные агрегаты, использующие для подачи воздуха и удаления продуктов сгорания эжекционные устройства, в которых рабочей средой являются компрессорный воздух или пар высокого давления. В связи с этим появилась необходимость разработать метод расчета подобных устройств [51].

В 1960—1961 гг. Стальпроект завершил создание трех серий типовых эжекционных горелок [169]:

1) горелки типа В, предназначенные для работы на газах с высокой теплотой сгорания (природный, коксовый, смешанный, природнококсовый, нефтяной и др.) и на холодном воздухе;

2) горелки типа Н, предназначенные для работы на газе с низкой теплотой сгорания (доменный и смешанный коксодоменный с $Q_H^p = 900 \div 2200 \text{ ккал/м}^3$), на холодном воздухе и холодном газе; кроме того, горелки этого типа позволяют также сжигать газ с Q_H^p до 1400 ккал/м^3 , подогретый до 300°C ;

При испытании горелки ИГК-250 на газе с теплотой сгорания 8250 ккал/м^3 была достигнута производительность $91,1 \text{ м}^3/\text{ч}$ при давлении газа перед горелкой 1000 кг/м^2 и $208 \text{ м}^3/\text{ч}$ при давлении 5000 кг/м^2 . При этих производительностях скорость истечения газозвушной смеси через живое сечение стабилизатора соответственно была $7,6$ и $16,4 \text{ м/сек}$. Несмотря на небольшие скорости истечения газозвушной смеси из стабилизатора ($7,6$ — $6,7 \text{ м/сек}$ для горелки ИГК-25), при уменьшении форсировки горелки работали устойчиво, диапазон регулирования производительности был весьма значительный. Испытания показали, что резкое изменение нагрузки не отражается на работе горелки и она обеспечивает полное сгорание газа при значениях коэффициента избытка воздуха $\alpha' = 1,04 \div 1,10$; длина факела пламени составляет примерно 1 м ; горелку можно устанавливать в керамической насадке и в топках, не имеющих футеровки.

К недостаткам этой горелки относятся сильный шум и вибрации при сжигании газа в двухжаротрубных котлах, появляющиеся при давлениях от 400 до 1000 кг/м^2 , для устранения которых необходимо уменьшить количество эжектируемого воздуха. Нарушение устойчивого режима работы, вызываемое изменением состава газа, наблюдается прежде всего на двухжаротрубных котлах и приводит к проскоку пламени в смеситель, в результате чего пластинчатый стабилизатор оплавляется и горелка выходит из строя. При выключении горелки в случае высокой температуры топки через горелку необходимо продувать холодный воздух для предохранения пластинчатого стабилизатора от сгорания.

Горелки аналогичного типа, но большей теплопроизводительности ($128\,000$ — $1\,200\,000 \text{ ккал/ч}$) с пластинчатым стабилизатором горения снабжены глушителем шума. Диффузор горелки, являющийся одновременно насадкой, имеет выходное отверстие квадратного сечения, в котором смонтирован пластинчатый стабилизатор горения. Горелки монтируются в топке таким образом, чтобы выходное сечение горелочной насадки находилось в одной плоскости с внутренней стенкой топки.

Горелки с пластинчатыми стабилизаторами горения выпускаются серийно, для каждого размера в двух вариантах: в прямом и угловом исполнениях.

Ф. Ф. Казанцевым в Мосгазпроекте создана эжекционная горелка большей производительности среднего давления с несколькими соплами. Так, горелка ИГК-300 с четырьмя соплами имеет производительность до $368 \text{ м}^3/\text{ч}$ при давлении газа перед горелкой 5000 кг/м^2 . При производительности, большей чем у горелки ИГК-250, длина горелки ИГК-300 даже на 200 мм меньше.

Наблюдения за работой такой горелки в условиях эксплуатации показали, что она обеспечивала устойчивое горение без проскоков и отрыва пламени в диапазоне давлений газа перед горелкой от 200 до 5000 кг/м^2 .

Сократить длину смесителей эжекционных горелок и увеличить их производительность можно путем создания блоков из ряда горелок меньшей производительности и многосопловых газовых горелок. В ча-

стности, Мосгазпроектом разработаны блоки эжекционных горелок среднего давления из трех, шести и девяти эжекционных горелок с туннелями.

Типовой блок из восьми горелок рассчитан на теплопроизводительность $678\,000 \text{ ккал/ч}$ при давлении газа 3000 кг/м^2 . Горелки располагаются в три ряда (в верхнем и нижнем ряду — по три горелки, в среднем — две). В среднем ряду горелок между двумя насадками в центре имеется отверстие для зажигания факелов и наблюдения за горением. При необходимости через него подают вторичный воздух. Отверстие закрывается откидной заслонкой. Подача газа в каждый ряд горелок регулируется одним краном.

Длина смесителя горелок в блоке 600 мм , в то время как длина смесителя одной горелки, равной по производительности блоку горелок, составляла бы 1600 мм . Первоначально туннели горелок не только были укорочены (вследствие чего часть смеси дожигается в топочном пространстве), но и имели малый диаметр (отношение диаметра туннеля к диаметру кратера горелки было равно $1,3$ — $1,4$). Эта конструкция блока оказалась неудобной, и соотношение диаметров туннеля было увеличено до $2,5$.

Горелки работают устойчиво без факела и надежно во всех типах топок, за исключением двухжаротрубных котлов, где устойчивость горения иногда нарушается при действии всех 16 горелок (два блока).

Недостатки горелок — недолговечность керамических туннелей и неудобство зажигания (один кран на несколько горелок).

Горелки этого типа устанавливают в топках жаротрубных котлов паропроизводительностью до 4 т/ч . При переводе котла ДКВ на газ колосниковую решетку закладывают 3 — 4 рядами шамотного кирпича и на фронтальной стене устанавливают предохранительные клапаны. Переводить водотрубные котлы на газ по такой схеме нецелесообразно: это приводит к загромождению почти всей фронтальной стенки котла и усложняет регулирование производительности и подсоса воздуха.

В эжекционных горелках полного предварительного смешения автоматически сохраняется постоянство соотношения между расходом поступающего газа и засасываемым им количеством воздуха, т. е. они обладают свойством саморегулирования. После того как горелка отрегулирована на нужное соотношение расходов газа и воздуха, для изменения ее нагрузки достаточно изменить только подачу газа, не трогая дегулировочной шайбы.

При регулировании шайбой подачи воздуха в горелку следует иметь в виду, что горелки предварительного смешения при полном сгорании газозвушной смеси в условиях разогретого туннеля или расщепителя дают бесцветное короткое пламя, трудно различимое на фоне раскаленного огнеупора.

Многосопловые газовые горелки. Исследования К. А. Приваловой [137], проведенные в Институте газа АН УССР, показали, что можно сократить длину смесителя за счет замены одного сопла несколькими соплами меньшего диаметра. При этом характер потока в смесителе с расположением сопел по периферии обеспечивает более

благоприятное распределение скоростей по его сечению. При разделении потока на струи меньшего диаметра происходит более интенсивное перемешивание, заканчивающееся на более коротком пути. Так, при установке в смесителе горелки четырех сопел по окружности диаметром 50 мм вместо одного в центре длина пути смешения сокращается примерно в 2 раза. При большем количестве сопел имеется возможность еще несколько сократить размеры смесителя.

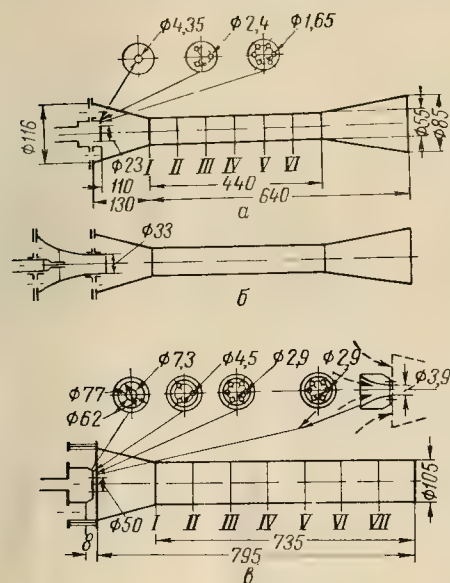


Рис. 2.31. Схемы исследованных эжектирующих устройств.

односопловое, трехсопловое, шестисопловое (рис. 2.31, а); односопловое двухступенчатое (рис. 2.31, б) и бездиффузное — с одним, тремя и шестью соплами (см. рис. 2.31, в). Значение основного геометрического параметра $k = F_{см}/f_c$ (где $F_{см}$ — площадь сечения цилиндрической камеры смешения, f_c — площадь выходного сечения газового сопла) для вариантов а и б соответственно равнялось 160, 175, 186 и 160, а для варианта в — соответственно 207, 181, 218.

Шестисопловый бездиффузный эжектор был выполнен в двух вариантах: в первом весь воздух подсасывался только с наружной стороны газовых сопел, во втором обеспечивался двусторонний подсос воздуха — с наружной и внутренней сторон газовых сопел.

Все исследования проводили на природном газе Дашавского месторождения при избыточном давлении газа 0,55 кг/см²; измерения производили в сечениях I—VII.

Из многосопловых горелок представляют интерес горелки с плоскими эжекторами и смесителями. Подробные исследования процессов, происходящих в камере смешения плоского эжектора, провел В. П. Лазарев в Куйбышевском промышленном институте [101]. Полученные результаты показали преимущество многосопловых плоских эжекторов, а также выявили возможность создания компактных газовых горелок. Такие горелки были созданы и нашли применение в отопительных печах и небольших котлах г. Куйбышева.

В связи с широким и повсеместным распространением в промышленных установках многосопловых горелок повысился интерес к исследованию процессов смешения в них потоков. В работе [5], выполненной в Киевском политехническом институте, исследовались эжектирующие устройства (рис. 2.31):

Объемный коэффициент эжекции рассчитывали по формуле

$$n = \frac{100 - N}{N}, \quad (2.16)$$

где N — средняя объемная концентрация природного газа в %, замеренная в выходном сечении камеры смешения.

На рис. 2.32 приведены экспериментальные кривые, характеризующие зависимость объемного коэффициента эжекции от давления эжектирующего газа, полученные при исследовании четырех вариантов эжектирующих устройств с диаметром камеры смешения 55 мм. Аналогичная зависимость имеет место и для случаев трехсоплового, шестисоплового и односоплового двухступенчатого эжекторов.

Результаты опытов показывают, что все исследованные основные типы эжектирующих устройств обеспечивают в одинаковой степени автоматическое пропорционирование газозвоздушной смеси в диапазоне изменения давления эжектирующего газа от 0,05 до 0,5 кг/см².

Результаты эксперимента показывают, что наилучшая эжектирующая способность — у двухступенчатого односоплового эжектора; далее идет обычный односопловый; наименьшей эжектирующей способностью обладают многосопловые эжекторы. Чем больше число газовых сопел, тем меньше коэффициент эжекции. Может показаться, что раздробление свободной струи большего размера на несколько струй меньшего размера должно привести к увеличению суммарной активной поверхности струи, т. е. поверхности взаимодействия потоков. В действительности же, поскольку в эжектирующих устройствах распространение струй ограничено стенками камеры смешения, в многосопловых устройствах по сравнению с односопловыми сокращена их активная поверхность за счет резкого уменьшения продольных размеров. Кроме того, значительно ухудшена эжектирующая способность свободной поверхности струй, обращенной к оси симметрии устройства вследствие затруднения проникновения воздуха в эту область, а также увеличены гидравлические потери; последнее обусловлено сложной эпюрой скоростей потока в сечении камеры смешения.

Исследования [5] показали, что длина камеры смешения многосоплового эжектора может лежать в пределах пяти-шести ее диаметров. При этом выравнивается поле скоростей и достигается полное перемешивание газозвоздушной смеси.

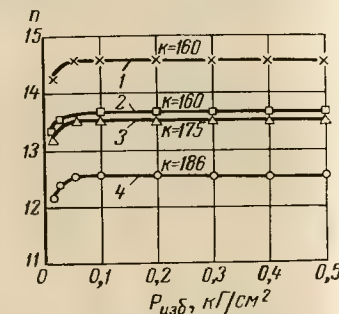


Рис. 2.32. Зависимость объемного коэффициента эжекции от давления эжектирующего газа (точки получены в сечениях, показанных на рис. 2.31).

1 — двухступенчатый эжектор; 2 — одноступенчатый эжектор — односопловый; 3 — трехсопловый эжектор; 4 — шестисопловый эжектор.

Для многосопловых горелок, работающих с небольшим сопротивлением по тракту воздух — смесь, рекомендуются бездиффузные эжекторы; они обеспечивают полное перемешивание газозвушной смеси при сравнительно малых габаритах [5].

Увеличение давления эжектирующего газа практически не оказывает влияния на выравнивание поля концентрации газозвушной смеси. Поэтому повышение производительности горелки без увеличения ее габаритов может быть достигнуто при более высоком начальном давлении эжектирующего газа, что облегчает работу газораспределительной станции (ГРС), снижает капитальные затраты благодаря уменьшению диаметра газопроводов, уменьшает влияние давления в печи на величину коэффициента избытка воздуха [5].

Увеличение давления эжектирующего газа рекомендуется и в работе [47]. Предлагается подавать газ в тепловые агрегаты под давлением 3—5 кг/см², для чего следует изменить цилиндрическую насадку газового сопла эжекционной горелки на комбинированную (сопло Лавалья). При пуско-наладочных работах по переводу печного хозяйства заводов на отопление ставропольским природным газом было установлено, что эжекционные горелки среднего давления работали с большим недостатком воздуха. Это приводило к снижению температуры в рабочем пространстве печи и снижению скорости нагрева изделий, т. е. к уменьшению производительности печи при одновременном повышении удельных расходов газа.

В связи с недостатком воздуха, необходимого для сгорания газа, содержание горючих в продуктах сгорания повышалось, что вызывало догорание горючих в боровых и резкое повышение температуры в дымовых трубах до 900° С.

При испытании на сварочных печах, оснащенных эжекционными горелками производительностью 50 м³/ч ($p = 0,3$ кг/см²), коэффициент избытка воздуха составлял 0,95—0,96, а содержание СО в продуктах сгорания — 2—3%; на печах производительностью 70 м³/ч коэффициент избытка воздуха составлял 0,9, а содержание СО в продуктах сгорания — 4—5%. На кузнечных, термических и отжигательных печах, также оснащенных эжекционными горелками, имели место примерно те же явления.

Эжекционные горелки производительностью 250 м³/ч в диапазоне давления газа от 1 до 3,0 кг/см² при полном открытии регулировочных воздушных шайб имели недостаточную эжекционную способность, и процесс горения происходил с коэффициентом избытка воздуха 0,94—0,97, в связи с чем содержание СО в продуктах сгорания достигло 2,5%. Все указанные эжекционные горелки были выбраны по старым нормам Стальпроекта.

Для повышения эжекционной способности горелок в процессе пуско-наладочных работ уменьшили диаметр газового сопла (от увеличения диаметра кратера горелки пришлось отказаться, так как это связано с переделкой горелки). Уменьшение диаметра газового сопла на горелках методических печей с 14,5 до 10 мм привело к повышению коэффициента избытка воздуха до 1,18—1,19, а уменьшение диаметра газового сопла

с 14,5 до 11,7 мм — к увеличению коэффициента избытка воздуха с 0,94—0,97 до 1,0—1,02 [47].

По инициативе авторов [47] цилиндрические сопла горелок были заменены на сопла Лавалья (рис. 2.33), повышено давление газа и уменьшен размер газовых сопел эжекционных горелок. Кинетическая энергия вытекающей газовой струи увеличилась, вследствие чего повысился коэффициент избытка воздуха. Эти мероприятия позволили использовать потенциальную энергию природного газа для повышения производительности эжекционных горелок без изменения их габаритов.

Уменьшение диаметра газового сопла при неизменяемом давлении газа перед соплом приводит к снижению производительности горелок

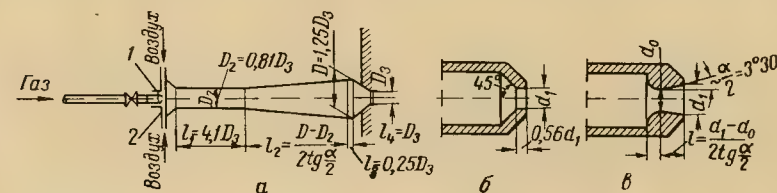


Рис. 2.33. Схема исходной и изменной конструкции газового сопла эжекционной горелки.

а — схема эжекционной горелки; 1 — сопло; 2 — воздушная регулирующая шайба; б — газовое сопло, устанавливаемое на эжекционных горелках; в — предложенное к установке комбинированное сопло (сопло Лавалья).

пропорционально отношению квадратов диаметров сопел. Для сохранения расчетной производительности горелки необходимо повысить давление газа перед соплом. В эжекционных горелках, оснащенных цилиндрическими соплами, давление целесообразно повышать до величины, не превышающей 0,9 кг/см².

Для полного перевода в кинетическую энергию избыточного статического давления, получаемого в цилиндрических соплах при отношении p_2/p_1 менее критической величины (0,538 для газа Ставропольского месторождения), следует применять сопла Лавалья.

Подача газа под давлением 3—5 кг/см² непосредственно к тепловым агрегатам значительно снижает капитальные затраты на газопроводы благодаря уменьшению их диаметров, а также облегчает работу регуляторов, установленных в цеховых распределительных станциях.

Следует отметить также, что установка сопел Лавалья должна благоприятно сказаться на сжигании газа с подогревом воздуха, так как повышенные скорости выхода газа из сопла позволяют легче преодолеть сопротивление рекуператоров и воздухопроводов (за счет разрежения, пропорционального кинетической энергии струи).

Расход газа из сопла эжекционной горелки, оснащенной насадкой Лавалья, определялся по формуле

$$G_1 = 3600af_0 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \text{ кг/ч,} \quad (2.17)$$

где

$$a = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}};$$

a — коэффициент для ставропольского природного газа, его величину можно принять равной 2,08; f_0 — узкое сечение сопла Лавали в м^2 ; p_1 — абсолютное давление газа перед соплом в кг/см^2 ; v_1 — удельный объем газа перед соплом в $\text{м}^3/\text{кг}$.

Зная величину f_0 , можно определить площадь выходного сечения сопла Лавали по следующей формуле [47]:

$$f = f_0 \sqrt{\frac{k-1}{k+1} \cdot \frac{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}}{\left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}} \text{ м}^2. \quad (2.18)$$

Длина расширяющейся части сопла Лавали (насадки) определяется по формуле

$$l = \frac{d_{\text{вых}} - d_0}{2 \operatorname{tg} \beta}, \quad (2.19)$$

где l — длина расширяющейся части сопла Лавали в мм ; $d_{\text{вых}}$ — диаметр выходного сечения сопла в мм ; β — угол конусности сопла, принимаемый равным 7° .

Эффективность сопел Лавали была проверена на методической печи стана 250 [47]. Печь методическая, трехзонная, двухрядная, проектной производительностью 30 т; оснащена 12 эжекционными горелками конструкции Стальпроекта производительностью каждая $250 \text{ м}^3/\text{ч}$ (при избыточном давлении $1,0 \text{ кг/см}^2$).

При монтаже горелки газовое сопло устанавливалось по линии обреза конфузора эжектора. Давление газа перед горелками составляло 3 кг/см^2 . Испытания проводились при оснащении всех горелок сначала соплами Лавали, затем цилиндрическими (для сравнения результатов работы), которые потом были вновь заменены соплами Лавали.

Результаты испытаний показали, что удельный расход газа при работе на горелках с соплами Лавали снизился на 4–5,5% и составил в среднем $88,7 \text{ м}^3/\text{т}$ годного проката при среднем значении коэффициента избытка воздуха 0,98; с цилиндрическими соплами удельный расход газа составил $94,2 \text{ м}^3/\text{т}$ годного проката при $\alpha = 0,9$. В этих горелках неправильно была выбрана основная характеристика смесителя $D_{\text{см}}/d_{\text{соп}}$ (где $D_{\text{см}}$ — диаметр смесителя, $d_{\text{соп}}$ — диаметр сопла), поэтому даже замена обычного сопла соплом Лавали не могла обеспечить подсос воздуха до значений $\alpha' = 1,02 \div 1,05$. Отмечается [47], что изготовленные сопла Лавали имели плохую механическую обработку внутренней поверхности, что также снизило коэффициент избытка воздуха.

Недостатки работы эжекционных горелок, оснащенных соплами Лавали: увеличение шума, а также необходимость применения для набивки туннелей высокотемпературных огнеупоров в связи с повышением температуры в туннеле.

В последние годы давление газа перед соплом начали повышать. Например, в США эжекционные горелки для сжигания природного газа работают при давлении $1,4 \text{ кг/см}^2$. При этом пропорционирование состава в газозудной смеси изменяется в незначительных пределах.

Если давление $1,4 \text{ кг/см}^2$ в дальнейшем принять как нормальное, вопрос о глубине регулирования

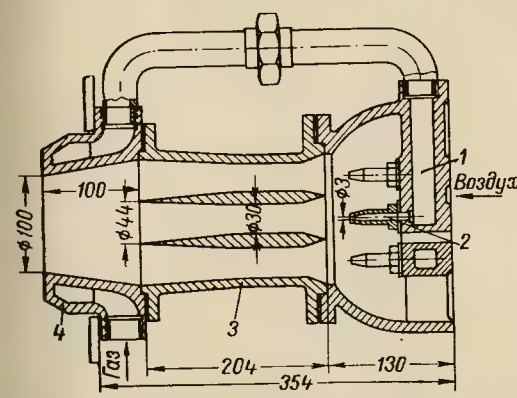


Рис. 2.34. Эжекционная многосопловая горелка с индивидуальными смесителями и газоохладжаемым кратером.

1 — газовая коробка; 2 — сопло; 3 — плита; 4 — кратер.

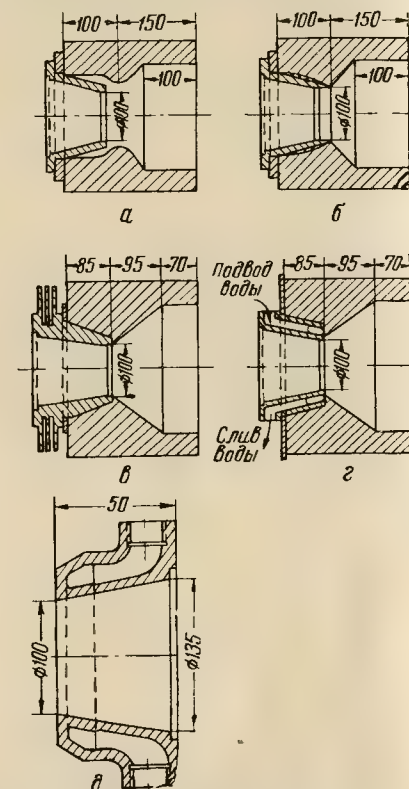


Рис. 2.35. Кратеры горелок с различными способами охлаждения.

a — неохладжаемый, с неизолированным торцом; b — неохладжаемый, с хорошо изолированным торцом; $в$ — с ребрами, охлаждаемыми воздухом; $г$ — охлаждаемый водой; $д$ — охлаждаемый газом.

горелок разрешится, а следовательно, отпадает и один из существенных недостатков эжекционных горелок.

В кузнечных цехах машиностроительных заводов в условиях поточно-массового производства применение односопловых эжекционных горелок связано с определенными неудобствами, вызванными их габаритами, что требует замены горелок на укороченные.

Учитывая преимущество многосопловых горелок, в работе [15] приводятся материалы по разработке горелок для нагревательных печей

кузнечного цеха. Исследовалась возможность улучшения работы горелок с целью повышения теплопроизводительности и надежности (снижение скоростей выхода, при которых происходит проскок пламени). По мнению авторов работы [15], вопрос этот должен быть решен путем разделения смешивающихся потоков для ликвидации завихрений и ударов струй между собой. Это можно осуществить применением в горелке многоканального смесителя. К настоящему времени эти предложения получили в ряде случаев практическое осуществление.

Созданная в ходе этих исследований многослопная эжекционная горелка представляет определенный интерес. На рис. 2.34 приведена семислопная горелка с индивидуальными смесителями и газоохладимым кратером, разработанная в тепловой лаборатории завода ЗИЛ. Производительность ее при работе на московском городском газе (с $Q_H^p = 8000$ ккал/м³) при давлении 6000 кг/м² составила примерно 58 м³/ч. Диаметр кратера горелки — 100 мм; оригинальный конструктивный момент — кратер охлаждается газом, идущим на сжигание.

В результате исследования работы горелок при различных температурных условиях кратеров (рис. 2.35) установили следующее:

схема a — нормальная работа горелки не обеспечивается;

схема б — горелка работает вполне устойчиво; проскоки пламени происходят при $p = 1800 \text{ кг/м}^2$, что в данном случае соответствует средней скорости истечения газовоздушной смеси около 8 м/сек ;

схема *в* — горелка работает удовлетворительно, но не лучше, чем по схеме *б*;

схема 2 — работа горелки резко улучшилась; проскоки пламени происходили лишь при $p = 400 \text{ кг/м}^2$, что соответствует скорости истечения газовой смеси $3,5 \text{ м/сек.}$

Опыты с газоохлаждаемым кратером (схема *д*) показали, что скорость выхода газовоздушной струи из кратера, при которой происходит проскок пламени, также составляет около 3,5 м/сек. Это соответствует результатам, полученным при водяном охлаждении кратера. При этом газ, проходящий через кратер, нагревается до 250° С при минимальной производительности ($p = 0,04$ кг/см²) и до 130° С при нормальной производительности ($p = 0,6$ кг/см²).

В связи с тем что при выходе из работы горелки газ, оставшийся в газовой полости, будет крекироваться и охлаждающая полость постепенно заполнится сажистым углеродом, в работе [47] приняли скорость прохода газа через полость кратера 15—25 м/сек для обеспечения выдувания сажи. Количество сажистого углерода, которое может выделиться при одной остановке горелки, незначительно (около 0,1 г).

Применение в горелке подогретого газа улучшает ее характеристику за счет некоторого увеличения скорости истечения, позволяющего более глубоко регулировать нагрузку и обеспечивает экономию тепла, которое потерялось бы при водяном охлаждении. С целью интенсификации работы горелки подсос воздуха центральным соплом осуществлен с ее торца.

Кроме того, смесительная насадка была выполнена с профилем трубы Вентури во всю длину смесителя.

При испытании установили, что зажигание газа можно легко осуществлять с торца, вводя в горелку зажженный факел; отсутствует необходимость в специальном отверстии для розжига. Проверка качества эжекции установила, что при давлении 0,2—1,6 кГ/см² пропорционирование газ — воздух осуществляется с достаточной точностью. Практически при интервале рабочего регулирования давления [2] горелки могут работать при любом из проверенных давлений. В работе [47] предлагается все же ориентироваться на давление 0,6—1,0 кГ/см² для обеспечения достаточной глубины регулирования производительности эжекционных горелок. Опыт подтвердил эту рекомендацию.

При разработке многосопловой горелки (см. рис. 2.34) учитывалось, что для кузнечных нагревательных печей допустимо некоторое перемещение короткого факела в печь при обеспечении максимальной полноты сгорания на выходе из печи.

Испытания горелки с туннелями различных размеров из разного материала позволили выбрать туннель диаметром 200 мм (диаметр кратера 100 мм; $D_{\text{т}}/d_{\text{кр}} = 2$) при длине его 150 мм, т. е. меньше одного калибра; при этом сгорание газа оказалось практически полным.

Повысить стойкость огнеупорных туннелей в нагревательных печах можно путем сокращения их длины. Минимальные размеры туннелей к горелкам, обеспечивающие устойчивое горение и допускающие вынос факела в печь при одновременном сохранении стойкости туннелей, в работе [47] предлагается определять следующими соотношениями:

$$D_{\tau} = 2d_{\text{кр}}, \quad L_{\tau} = \frac{0,5d_{\text{кр}}}{\text{tg } 18^{\circ}} = 1,5d_{\text{кр}}, \quad (2.20)$$

где D_{τ} — диаметр туннеля в мм; $d_{\text{кр}}$ — диаметр кратера горелки в мм; L_{τ} — длина туннеля в мм.

Минимальная длина туннеля приемлема для эжекционных горелок, установленных на печах с высокой температурой (выше 1000°C) в камере, и при длине печи, достаточной для завершения полноты сгорания.

Эта же идея, но в другом конструктивном исполнении получила успешное разрешение при создании печей с излучающими стенами из эжекционных панельных горелок. Впервые они были разработаны в СССР в 1954 г. в Гипронефтемаше под руководством Ц. А. Бахшияна [20].

Излучающие стены печи собраны из одного или нескольких рядов эжекционных панельных горелок, служащих для сжигания газообразного топлива. Эжекционная панельная горелка Гипронефтемаша приведена на рис. 2.36. Толщина излучающей стены 230 мм и равна толщине горелки. Габариты излучающей поверхности одной горелки составляют 500×500 мм или 605×605 мм.

В зависимости от производительности горелки на квадратный метр излучающей поверхности приходится от 400 до 1250 тоннелей, каждый диаметром 20 мм. Полное сгорание хорошо подготовленной газозвдушной

смеси заканчивается в самом туннеле на участке длиной 65—70 мм. На трубчатую печь теплопроизводительностью в $10 \cdot 10^6$ ккал/ч приходится примерно 20 000 туннелей и, следовательно, столько же мелких факелов, равномерно рассредоточенных по всей поверхности излучающей стены.

При создании этих горелок также применялся принцип дробления общего потока газа на отдельные струи (20 000), что позволило получить очень короткий факел при сжигании газа в больших количествах.

Производительность горелок регулируется только изменением давления горючего газа перед соплом эжектора. Обычно горелки, соединенные в один ряд, имеют общий коллектор для газа и один регулятор. Коллекторы всех рядов горелок соединены в один газопровод, где также установлено регулирующее устройство.

Необходимое для горения количество воздуха устанавливается дросселем на каждую горелку. Для заданного состава газа такая регулировка требуется лишь при пуске печи, так как конструкция эжекционного устройства горелки позволяет сохранить практически постоянным соотношение количества газа и подсосываемого из атмосферы воздуха в пределах изменения теплопроизводительности горелки примерно в 2 раза.

Нагрев в различных печах от излучающих панельных стен получает все большее применение.

Еще меньший диаметр кратера (около 1 мм) имеется в горелках инфракрасного излучения. Исследованиями этих горелок занимались Академия коммунального хозяйства им. Памфилова, Институт газа АН УССР и Саратовский научно-исследовательский институт ГипроНИИгаз. Последним разработано и внедрено в народное хозяйство пять типоразмеров газовых горелок. Они применяются главным образом для отопления и сушки штукатурки производственных корпусов и жилых домов, а также во многих областях промышленности.

Эжекционные горелки с активной воздушной струей

Довольно широко распространенные эжекционные горелки не лишены недостатков, заставляющих в ряде случаев искать другие решения.

Выход был найден как в отечественной, так и в зарубежной практике, а именно были разработаны горелки с активной воздушной струей, пока еще не имеющие широкого применения.

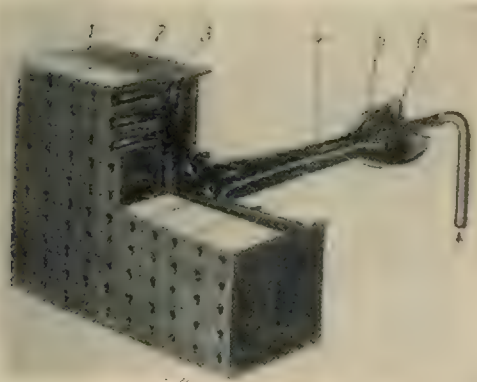


Рис. 2.36. Эжекционная начальная горелка Гипронефтемаша.

1 — корпус горелки; 2 — керамическая призма с туннелями; 3 — трубка; 4 — эжектор; 5 — сопло; 6 — шайба для регулирования подачи воздуха.

Горелки с активной воздушной струей требуют вентиляторного дутья и установки регулятора «нулевого давления» газа. В этом они уступают обычным эжекционным горелкам, но лишены их недостатков и имеют ряд достоинств.

Анализ особенностей горелок с активной воздушной струей [121] свидетельствует о том, что применение их может быть оправдано и перспективно для установок, работающих с подогревом воздуха в рекуператорах (промышленные печи, котлоагрегаты малой производительности и др.), для установок с противодавлением (вагранки, погружные горелки, многие типы печей и специальные аппараты), в случаях, когда необходима высокая выходная скорость смеси (например, в горелках для местного нагрева, в циркуляционных печах и др.).

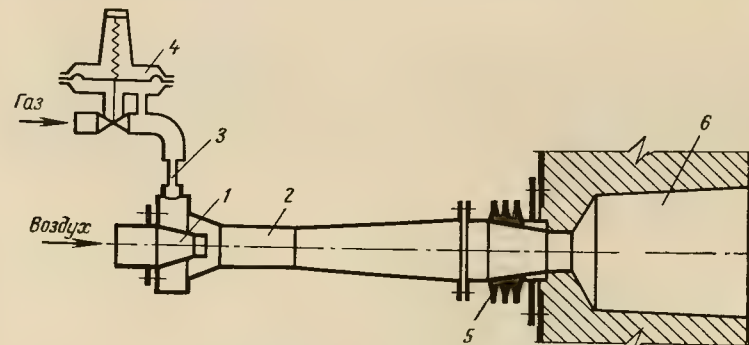


Рис. 2.37. Схема горелки с активной воздушной струей.

Ограниченное распространение эжекционных горелок с активной воздушной струей в нашей промышленности в известной мере явление временное и объясняется сравнительно недостаточным еще знакомством с ними инженерно-технических работников и малым опытом их эксплуатации.

Действие газовых эжекционных горелок с активной воздушной струей основывается на использовании свойства эжекции, которым обладает струя воздуха, подаваемого вентилятором в смеситель горелки. Эти горелки относятся к эжекционным полного предварительного смешения, кроме того они могут успешно работать и на режимах неполного смешения. Схема такой горелки приведена на рис. 2.37 [121]. Газ из газопровода поступает в регулятор 4, где давление его снижается до определенного значения. Это давление в отдельных случаях может поддерживаться равным атмосферному или близким к нему. На пути к горелке газ преодолевает гидравлическое сопротивление, показанное на схеме условно в виде короткой узкой трубки 3. Далее газ попадает во всасывающую камеру горелки, откуда подсосывается струей воздуха, поступающего через сопло 1. В смесителе горелки 2 происходит процесс перемешивания

газа и воздуха, после чего газозвушная смесь через горелочную головку 5 выходит в огнеупорный туннель 6, где и происходит ее частичное сгорание.

Регулированием давления воздуха перед соплом можно изменять производительность горелки. Соотношение количеств смешивающихся воздуха и газа при этом может оставаться постоянным, что, однако, зависит от характера изменений в режиме работы горелки, а также от ряда других факторов.

Остановимся на отдельных основных элементах схемы рис. 2.37.

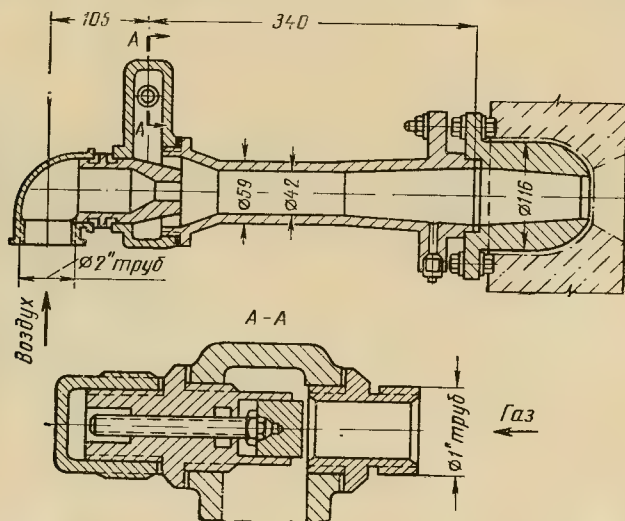


Рис. 2.38. Эжекционная горелка с активной воздушной струей.

Регулятор давления. На практике большей частью применяют несложные по устройству регуляторы прямого действия. Регуляторы, использующиеся с горелками описываемого типа, называются в литературе регуляторами «нулевого давления». Однако, как это показано в работе [121], такое название относится лишь к таким регуляторам, которые в общем случае могут быть настроены на любое давление газа. Возможны варианты, когда регулятор, реагируя на различные изменения в режиме работы горелки, устанавливает регулируемое давление в определенной зависимости от этих изменений. В таких случаях его используют как двухимпульсный регулятор.

Включенное сопротивление. Величина этого сопротивления является строго расчетной, так как определяет собой значение коэффициента эжекции. Более высокое сопротивление увеличивает стабильность поддержания заданного коэффициента избытка воздуха в усло-

виях переменного режима работы горелки. Для удобства предварительной настройки горелки на требуемый коэффициент избытка воздуха в работе [121] рекомендуется включенное сопротивление выполнять в виде дроссельного отверстия, площадь сечения которого при необходимости можно было бы изменять. Такой дроссельный регулировочный орган встраивают непосредственно в корпус всасывающей камеры горелки (рис. 2.38) или устанавливают на газопроводе между регулятором и горелкой.

Во избежание случайного нарушения регулирования горелки в процессе ее эксплуатации включенное сопротивление должно иметь соответствующее фиксирующее или предохранительное приспособление.

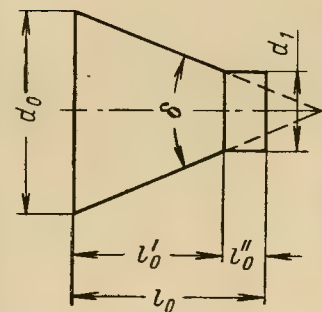


Рис. 2.39. Профиль воздушного сопла.

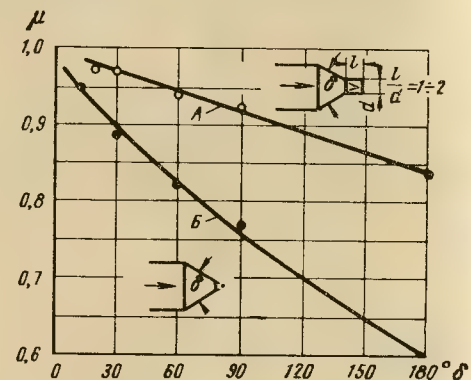


Рис. 2.40. Значения коэффициентов расхода для сопел.

А — коническое сопло с цилиндрической выходной частью; Б — простое коническое сопло.

Горелка. Встречающиеся в настоящее время конструкции эжекционных горелок с активной воздушной струей отличаются большим разнообразием. Показанная на рис. 2.38 одна из типичных конструкций горелок с активной воздушной струей предназначена для сжигания природного газа в небольших термических и нагревательных печах. Основные элементы этой горелки — воздушное сопло, смеситель и горелочная головка. В воздушном сопле горелки создается расчетная скорость воздуха, определяемая условиями работы горелки.

Форма проточной части сопла, а также чистота обработки его поверхности оказывают влияние на величину потерь, имеющих место при истечении воздуха. На практике преимущественно применяются конические сопла (рис. 2.39) с прямолинейной образующей, имеющей на выходе небольшой цилиндрический участок. Коэффициент расхода таких сопел при тщательной обработке может достигать величины 0,96—0,98, как это можно видеть на рис. 2.40.

Смеситель горелки, показанной на рис. 2.38, имеет цилиндрическую форму. Его входная часть выполнена в виде конфузора, обеспечивающего плавный вход потока с наименьшими потерями. То, что образующая конфузора не плавная кривая, а прямая линия, существенного значения не имеет.

Смеситель оканчивается диффузором, в котором завершается процесс перемешивания и повышается статическое давление газозвдушной смеси за счет соответствующего снижения ее скорости. Оптимальные размеры смесителя и диффузора находятся по расчету.

Обычно смеситель и диффузор эжекционных горелок конструктивно выполняются как одно целое, из стального или чугунного литья. При мелкосерийном производстве горелки можно выполнять сварными.

В. П. Михеев и А. В. Венедиктов с целью существенного сокращения размеров горелки по длине выполнили ее смеситель в виде плоскосимметричного эжектора. Некоторый положительный опыт работы таких горелок уже имеется.

В практике сжигания газа используется горелка с плоскосимметричной формой и с соплами щелевого типа. Такая горелка была установлена на печи безокислительного нагрева металла, отапливаемой попутным нефтяным газом Мухановского месторождения. Горелка рассчитана на приготовление воздушной смеси с коэффициентом избытка воздуха 0,5, что соответствует значению весового коэффициента эжекции 0,15. Максимальная тепловая нагрузка горелки при давлении воздуха 150—180 кГ/м² составляет 300 тыс. ккал/ч.

Движение смеси в диффузоре горелки сопровождается неравномерным распределением скорости в выходном сечении диффузора или смесителя (при бездиффузорном варианте) горелки, что благоприятствует проскоку пламени внутрь горелки. Связано это с трудностями раздачи потока по ширине горелки. Во избежание проскока пламени головка должна иметь достаточно интенсивное охлаждение. Для горелок повышенной производительности, диаметр выходного отверстия которых составляет 100 мм и более, применяется более эффективное водяное охлаждение горелки.

Горелочный туннель. Одним из достоинств газовых эжекционных горелок является возможность получения высоких тепловых нагрузок камер горения за счет предварительной подготовки горючей смеси в горелке. Смесь выходит из горелки со скоростью, значительно превышающей скорость распространения пламени в турбулентном потоке.

В этих условиях существенное значение приобретает обеспечение устойчивого зажигания газозвдушной смеси, предотвращение отрыва факела. Одним из наиболее распространенных стабилизирующих устройств для эжекционных горелок являются туннели из огнеупорного материала, выдерживающего температуру 1600° С.

Как уже отмечалось, для повышения термической стойкости туннеля, его длину можно уменьшать до $1,5 D_t$ (где D_t — диаметр туннеля), что, однако, может привести к некоторому снижению устойчивости работы

горелки. Связано это в основном с температурными условиями в камере за туннелем, так как при коротком туннеле увеличивается доля засасываемых из этой камеры газов.

Размеры огнеупорного туннеля для плоскосимметричных горелок определяются также в зависимости от размеров выходного отверстия горелочной головки. Ширина входной части туннеля принимается равной ширине отверстия головки, а его высота должна быть примерно вдвое больше высоты того же отверстия.

Одним из существенных недостатков плоскосимметричных туннелей, как отмечают авторы конструкции [121], является их пониженная, по сравнению с туннелями круглого сечения, прочность, а кроме того, большие затруднения в креплении верхней широкой части туннеля. Поэтому более удобно располагать горелки вертикально, что облегчает монтаж и повышает долговечность туннеля. При монтаже должно обеспечиваться плотное соединение головки с туннелем, а торцовая часть горелочной головки должна быть надежно защищена от излучений факела и стен топки.

Конечно, эти горелки не всегда применяются с туннелями. Например, для получения остронаправленного жесткого факела при большом теплонапряжении его сечения используют горелки без туннеля. Чаще пользуются специальными устройствами, обеспечивающими постоянное зажигание основного потока газозвдушной смеси при помощи «дежурного» пламени или постоянно действующего очага зажигания в форме кольца. Горелочная головка такой горелки имеет несколько отверстий небольшого диаметра, в которые ответвляется часть горючей смеси.

Используются и другие способы стабилизации, основанные на применении сетчатых и пластинчатых стабилизаторов и стабилизаторов в виде пористых диафрагм или огнеупорных горелок и т. п.

В случаях, когда для достижения равномерной температуры в камере горения необходимо применение большого числа горелок малой производительности с небольшой протяженностью воздухопроводов, применяются групповые смесители, от которых газозвдушная смесь направляется сразу к нескольким горелочным головкам.

Перспективно применение эжекционных горелок с активной воздушной струей и для получения растянутого факела, например при сжигании газа в радиационных трубах, где требуется равномерный обогрев трубы по всей ее длине. При этом в горелку подается только часть необходимого воздуха (50—60%). Остальная его часть поступает в радиационную трубу из атмосферы под действием разрежения, создаваемого отсасывающим эжектором.

Представляется целесообразным применение смесителей с активной воздушной струей и в так называемых горелках погружного типа. Такие горелки с успехом могут быть использованы для обогрева различных ванн путем непосредственного пропускания продуктов сгорания через слой нагреваемой жидкости. Так как эффективность использования погружных горелок зависит от глубины их погружения, которая колеблется

от 0,3 до 1,0 м, то в этих случаях особенно перспективно применение горелок с активной воздушной струей, в которых возможно применение принудительного дутья, достигающего 500—1500 кг/м².

Большие возможности для применения газовых горелок с активной воздушной струей имеются и при использовании газообразного топлива в ваграночном процессе. Использование наряду с коксом природного газа часто позволяет улучшить качество чугуна за счет повышения температуры перегрева и достигнуть экономии кокса иногда до 50%. В этом случае горелки (4—6 шт.) устанавливают выше нижнего ряда фурм.

Воздух к горелкам подводится от общей воздуходувки при давлении около 600 кг/м².

Горелки с активной воздушной струей (круглые и плоские) можно применять на котлах промышленного типа (ДКВ, ВВД, КРШ и др.) и водогрейных, имеющих дутьевые устройства. Использование их особенно целесообразно, когда котельный агрегат оборудуется воздухоподогревателем или из-за малого и неустойчивого давления газа в сети исключается применение эжекционных горелок с газовой активной струей.

В экранированных топках более удобны для монтажа и хорошо komponуются плоские горелки. При необходимости сохранения возможности работы котла на твердом топливе горелки komponуются на боковых стенках.

Можно полагать, что одной из перспективных областей приложения этих горелок могут стать пламенные рециркуляционные печи.

Установлено, что с применением скоростных нагревов металла возрастает время, необходимое для выравнивания температуры внутри материала, и если в этих условиях не будут обеспечены необходимые одинаковые условия теплоподвода по всей поверхности нагрева, то интенсификация процесса приведет не к сокращению, а к удлинению общего времени нагрева.

При переменных температурных и тепловых режимах и при нагреве садок, составленных из многих отдельных заготовок, резко возрастает роль движения газов как процесса, определяющего теплотransition в рабочем объеме печи. В этой связи правильное использование энергии топливно-воздушных струй, выходящих из горелок, открывает большие возможности для более совершенной организации теплообмена в рабочем объеме пламенных печей.

Было установлено, что за счет энергии топливно-воздушных струй в рабочем объеме можно создавать рециркуляцию и закручивание газов и тем самым превращать газы, заполняющие рабочий объем, в единый поток греющих газов, поддерживая температуру последнего на желаемом уровне. Благодаря этому нагрев изделий осуществляется не отдельными струями (факелами), а всем объемом газа, заполняющего рабочее пространство, что определяет наиболее равномерный нагрев по всей поверхности нагрева садки, даже в условиях меняющегося температурного режима печи [139].

Эжекционные газовые горелки с активной воздушной струей явля-

ются промежуточным типом между эжекционными с активной газовой струей и реактивными — импульсными горелками с высокоскоростными струями продуктов сгорания — порядка 100 м/сек и до звуковых скоростей.

Импульсные (высокоскоростные) горелки

Такие горелки различного типа в последние годы получили распространение за рубежом. Применение высокоскоростных горелок преследует цель улучшить работу печей и сушил и существенно изменить ряд производственных процессов интенсификацией нагрева.

В отечественной промышленности применение высокоскоростных горелок еще не получило должного распространения. Разработанная в лаборатории исследования промышленных печей института Теплопроект горелка импульсного типа производительностью 4 м³/ч предназначена для работы в условиях термических и нагревательных печей с рециркуляцией продуктов горения.

Конструкция предусматривает монтаж горелки непосредственно в кладке стен печей и отличается отсутствием водоохлаждаемого кожуха и металлической обшивки у камеры горения горелки. Горелка выполнена в виде прямоугольного огнеупорного блока, внутри которого располагается коническая камера горения, оканчивающаяся в передней части блока круглым соплом. В задней части камеры горения располагается керамическая решетка, служащая для распределения газовой смеси равномерно по всему сечению камеры.

Горелочный блок плотно заделан в металлический корпус с отверстием диаметром 110 мм для присоединения трубопровода газовой смеси и двумя малыми отверстиями для установки выдвижного электрозапальника и «гляделки».

Блок отформован из жароупорного бетона; расчетная рабочая температура примененного материала 1800—1820° С. Решетка также изготовлена из жароупорного бетона. Отметим попутно, что решетка может служить распределителем лишь при условии, что ее живое сечение мало ($\leq 15\%$).

Для подготовки газовой смеси перед горелкой устанавливался смеситель эжекционного типа с активной воздушной струей. Давление воздуха перед смесителем предусматривалось 200—500 кг/м², давление газа — 20—50 кг/м². Соотношение газ/воздух должно было контролироваться нормальными дроссельными устройствами, установленными на газовом и воздушном подводах.

Горелка была испытана на огневом стенде и показала надежную устойчивую работу в диапазоне производительности 0,5—4 м³/ч. Скорость вылета продуктов горения достигала 130 м/сек. На основе результатов лабораторных исследований созданы импульсные горелки, рассчитанные на производительность 12 и 400 м³/ч.

Безусловно, применение подобных горелок в промышленности будет с каждым годом расширяться. Остановимся кратко на двух типах

горелок — горелках реактивного типа и так называемых трехкамерных горелках.

Горелки реактивного типа являются горелками предварительного смешения и практически полного сжигания газозвушной смеси в камере сгорания. От обычных подобных горелок с керамическим туннелем они отличаются формой туннеля, а именно, наличием в выходном конце туннеля сужения, переходящего в сопло малой площади сечения. Это и позволяет при соответствующем выборе площади сечения сопла и обеспечении необходимого давления продуктов горения перед соплом получать высокие скорости струи продуктов сгорания, вылетающих из сопла (звуковые или сверхзвуковые скорости).

Сгорание газа в камере горения реактивной горелки практически может протекать при весьма высоких тепловых нагрузках порядка 100×10^6 ккал/м³·ч. Сгорание в объеме камеры горения обеспечивает работу реактивной горелки без отрыва выходящей из сопла струи раскаленных газов при любой скорости этой струи даже на открытом воздухе. Благодаря этому горелки реактивного типа нашли эффективное применение в промышленных печах и сушилах, в высокотемпературных металлических воздухоподогревателях с интенсивной рециркуляцией продуктов сгорания топлива, в установках местного нагрева, в производстве минерального волокна из расплава и др.

Существенное значение при использовании высокоскоростных горелок имеет компоновка горелок с камерой. Удачное размещение горелок в камере с учетом их размеров и конфигурации рабочего пространства позволяет создавать в нем мощные циркуляционные потоки газов, охватывающих весь объем. Для интенсивной циркуляции газов в рабочем пространстве не требуется специальных вентиляторов. Температура газовых струй продуктов сгорания вследствие интенсивного смешивания с атмосферой рабочего пространства быстро падает. Это позволяет на расстоянии в несколько калибров от устья горелок (~0,5 м) иметь температуру, всего лишь на 5—10° С превышающую заданную температуру рабочего пространства печи. Интенсивный обогрев материала в печи газовыми потоками одинаковой температуры обеспечивает резкое сокращение времени нагрева при повышенном качестве материала.

Отсутствие внешнего пламени у реактивных горелок позволяет применять для ограждения рабочего пространства печей кирпич незначительной толщины, а в низкотемпературных печах или сушилах оставлять металлический кожух нефутерованным, ограничиваясь для него наружной изоляцией. При этом намного сокращаются время разогрева и потери на аккумуляцию кладки, в особенности в печах периодического действия.

В зарубежной литературе описан ряд конструкций печей бельгийской печестроительной фирмы FIB, в которых также были применены реактивные горелки, названные фирмой импульсными.

Импульсная реактивная горелка бельгийской фирмы FIB состоит из металлического сопла для подачи газозвушной смеси, горелочного камня, выполненного из высокоглиноземистого фасон-

ного огнеупора и горелочной плиты, обеспечивающей плотное соединение всех частей горелки и плотное крепление к обшивке стен печи. Камера горения, размещенная в горелочном камне, имеет вид цилиндрического туннеля с сужением на выходе в рабочее пространство, переходящее в сопло небольшого диаметра, расположенное по оси сопла газозвушной смеси. Горелки оборудованы пропорционирующими смесителями воздуха и газа типа «констанс» с эжекцией газа воздушной струей.

Вытекающая из сопла импульсной горелки струя газов может достигать 1800° С (при большой теплоте сгорания газов) и скорости 500 м/сек при соответствующем давлении газозвушной смеси. Обычно в практике применения импульсных горелок в печах ограничиваются скоростью не более 125 м/сек.

Импульсные горелки применяются в камерных печах с рециркуляцией газов в горизонтальной плоскости; полезный объем 1 м³, максимальная температура 1450° С поддерживается с точностью $\pm 2^\circ$ С. В камерных печах для термической обработки с размерами рабочего пространства 1200 × 2400 × 800 мм при температуре термообработки от 500 до 950° С удается поддерживать температуру с точностью $\pm 5^\circ$ С. Они с успехом применяются также для отжига в вертикальных шахтных печах, в непрерывнодействующих печах, в вертикальных печах с неподвижным колпаком (элеваторных печах), а также в печах для отпуска электросварных швов в различных сушилах.

Этот перечень не охватывает всех областей применения импульсных горелок, так как область применения этих горелок постоянно расширяется.

Кроме импульсных горелок, для указанных целей за рубежом используют реактивную горелку английской фирмы RB и щелевую горелку типа С конструкции исследовательской станции Газового совета в Мидленде (Англия).

Реактивные горелки в некоторых случаях рециркуляции газов могут заменять дымососы. Так, одна из английских фирм разработала трубчатый воздухоподогреватель для высокотемпературного нагрева воздуха, в котором, по условиям его теплостойкости, приходится снижать температуру продуктов горения до 1150° С. Для упрощения установки в ней рециркуляцию газов осуществляет не дымосос, а эжекция струи, выходящей из реактивной газовой горелки. Разработанные горелки могут работать на пропане, бутане, городском или природном газе при теплонапряжении около 90 млн. ккал/м³·ч.

Трехкамерные горелки являются разновидностью горелок с предварительным смешением газа с частью воздуха, идущего на горение, и со стабилизацией горения посредством запального пламени.

Трехкамерная горелка состоит из собственно горелки (головки горелки), пропорционирующего смесителя эжекционного типа с активной воздушной струей и трубопроводов, подводящих газозвушную смесь и воздух к головке горелки.

Трехкамерные горелки выпускаются в ФРГ, в Англии, где они называются газовыми горелками типа «мишень» за свой вид с торца, на котором кольцевые щели и стенки сопел образуют рисунок в виде кругов, похожий на мишень для стрельбы.

Горелки выпускаются в большом количестве разных модификаций, отличающихся конфигурацией корпусов головок и числом сопел в одном корпусе. Характерна при этом простота изготовления и удобство в замене выходящих из строя деталей горелки нормализованными деталями и узлами.

Горелки можно настраивать на работу как с недостатком, так и с избытком воздуха. Трехкамерные газовые горелки приспособлены к тяжелым условиям работы, так как камера вторичного воздуха, окружающая сопло, охлаждается проходящим через нее вторичным воздухом и предохраняет расположенную за ней камеру газозвушной смеси от перегрева.

Подача вторичного воздуха через кольцевую щель небольшой ширины способствует перемешиванию воздуха с горячей газозвушной смесью на коротком пути и создает интенсивное короткое пламя. Поэтому эти горелки можно устанавливать в камерах горения небольшого объема.

Трехкамерные горелки используются за рубежом во многих отраслях промышленности, главным образом в различных печах и сушилах, в которых усиленной рециркуляцией газов выравнивают температуру и интенсифицируют теплообмен.

Представляется, что эти горелки весьма перспективны и их следует создавать и широко вводить в практику. Это не только позволит повысить культуру эксплуатации печей, улучшить технологию термических процессов, но и даст существенную экономию топлива.

Эжекционные газовые горелки

В газовой горелке, разработанной в институте СредазНИИгазе под руководством Р. Б. Ахмедова [14], поток воздуха закручивается несколькими газовыми струями, подаваемыми с торца под углом к оси горелки.

В частности, восемь газовых струй (принципиально их может быть больше или меньше), подаваемых под углом к оси и радиусу горелки, обеспечивают подсос необходимого количества воздуха и на расстоянии двух калибров в горелке выравнивают скоростное и концентрационное поля. Испытание газовых горелок в огневых условиях показало, что они полностью сжигали природный газ с малыми избытками воздуха. Благодаря закрутке потоков эти горелки обеспечивают стабилизацию очага горения газа около устья.

Эжекционные горелки с периферийной подачей газа

Заканчивая рассмотрение горелочных устройств эжекционного типа, отметим еще одну новую аэродинамическую и конструктивную схему эжекционной горелки, впервые разработанную Ю. И. Лобынцевым [172],

который обратил внимание на то, что конструкции эжекционных горелок отличаются от струйных насосов наличием лишь двух дополнительных элементов: регулировочной дроссельной шайбы и выходного конфузорного насадка. Они явились как бы приспособлением струйного насоса к сжиганию газа. С этой позиции в работе горелочного устройства заметен нерациональный метод дросселирования эжектируемого потока, так как он основан на искусственном ухудшении гидродинамических характеристик проточной части эжектора введением дополнительного сопротивления.

При таком способе регулирования эжекции горелка должна быть рассчитана так, чтобы при полном открытии регулировочной шайбы подсос воздуха был больше, чем это необходимо для полного сжигания газа. При этом возможности эжектора оказываются искусственно заниженными. В то же время увеличение $m = F/F_r$ — отношение площади сечения камеры смешения (F) к площади сечения выходного отверстия газового сопла (F_r) — увеличивает чувствительность эжектора к изменению давления в топке.

Наличие в горелочных конструкциях комбинации диффузор — конфузор после цилиндрической камеры смешения при осевом расположении газового сопла приводит к необратимости явления проскока пламени внутрь горелки. При повышении давления газа после проскока зона горения стабилизируется в месте соединения с конфузорным насадком. Для ликвидации проскока необходимо выключение горелки. Осевое расположение сопла в этих условиях также оказывается нежелательным, так как профиль скоростей в проточной части имеет выпуклую форму с резким спадом у стенок. Это же способствует проскоку пламени вдоль стенки. Осевое расположение сопла нецелесообразно с точки зрения гидродинамики. Течение с большими скоростями у оси камеры смешения и малыми вблизи стенок гидродинамически неустойчиво при условии некоторого повышения давления вдоль камеры смешения за счет выравнивания поля скоростей. При этом возможен отрыв пограничного слоя от стенок с образованием застойных вихревых зон.

Незначительные нарушения соосности сопла, камеры смешения и диффузора вследствие гидродинамической неустойчивости течения в эжекторе ведут к ухудшению работы горелки.

Распространенные конструкции эжекционных горелок различной теплопроизводительности между собой геометрически подобны и различаются линейными размерами. В то же время известно, что скорость распространения пламени при выходе газозвушной смеси из отверстия сильно зависит от характерных размеров этих отверстий и возрастает вместе с их увеличением. Поэтому диапазон регулирования горелок, сконструированных в соответствии с принципом геометрического подобия, оказывается для горелок повышенной теплопроизводительности зауженным.

Как уже отмечалось, с целью уменьшения габаритных размеров горелок увеличивают число газовых сопел. Однако в существующих

конструкциях увеличение числа сопел свыше восьми на горелку не приводит к повышению равномерности распределения газовых струй по сечению входного участка камеры смешения. При этом многосопловые конструкции обычно имеют сильно задресселированную проточную часть эжектора, что сопряжено с указанными выше недостатками эжекционных горелок.

Отмеченные положения привели Ю. И. Лобынцева к выводу, что конструировать следует с учетом анализа газодинамики горелки, чтобы, улучшая одно качество газогорелочного устройства, не ухудшить другое.

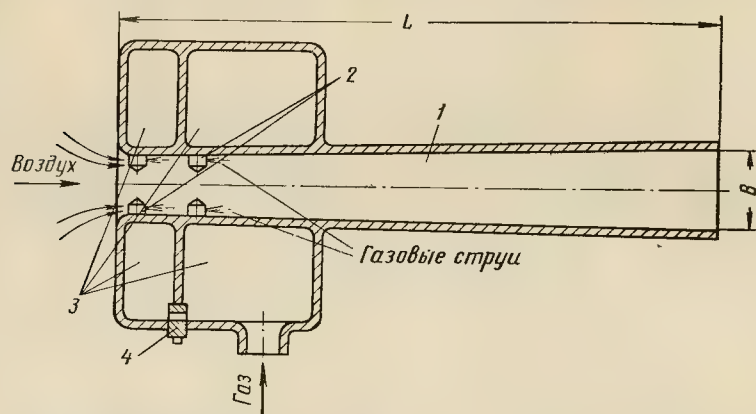


Рис. 2.41. Принципиальная схема смесителя струйного аппарата для сжигания газа.

Для улучшения эжекционных горелок Ю. И. Лобынцев предложил новую аэродинамическую и конструктивную схему горелки (рис. 2.41).

Смеситель 1 горелки малого гидравлического диаметра, является одновременно направляющим устройством для входа воздушного потока, одна горелка может включать в себя несколько таких смесителей. Газовые сопла 2 располагаются в два ряда в шахматном порядке возможно ближе к входному сечению на всем периметре смесителя для обеспечения периферийной подачи струй газа. Коллекторы 3 служат для подвода газа к соплам первого и второго рядов. Перепускной клапан 4 позволяет создавать различное отношение избыточных давлений газа в коллекторах первого и второго рядов газовых сопел.

Горелки различной производительности имеют разное число смесителей (или различную длину щели — при щелевой форме смесителя) при неизменных размерах B и L . В тех случаях, когда при значительной теплопроизводительности щелевой горелки длина щели оказывается по габаритам наибольшей, целесообразен переход к нескольким смесителям в одной горелке или к кольцевой форме щели.

Регулирование теплопроизводительности горелки осуществляется краном, расположенным на подводящем газопроводе.

Данная схема с двумя рядами сопел как бы включает в себя два струйных аппарата с общим смесителем. Регулирование эжекции состоит в том, что эти струйные аппараты работают в различной комбинации при различных давлениях активной среды.

Регулирование эжекции перепускным клапаном позволило: изменять коэффициент эжекции без ухудшения газодинамических характеристик горелки; не вводя дополнительного сопротивления в пассивный тракт, повысить к. п. д. струйного аппарата за счет более полного использования энергии сжатого газа; полностью использовать возможности эжектора на всех режимах его работы; выбирать диапазон изменения коэффициента эжекции по желанию, в зависимости от отношения площадей выходных отверстий сопел первого и второго газовых коллекторов; при наличии в одной горелке нескольких смесителей производить ее настройку на заданное значение коэффициента эжекции поворотом единого клапана.

Примененная в предлагаемой схеме периферийная подача активного потока на таком расстоянии от стенки под малым углом от нее позволила: отказаться от соплового устройства, расположенного перед смесителем, которое при многосопловых конструкциях достаточно громоздко; осуществить осевой подвод пассивного потока с минимальными потерями; уменьшить значение параметра m ; добиться равномерного распределения газовых струй во входном сечении смесителя; организовать отсос пограничного слоя эжектируемого потока и тем самым упростить конструкцию, а заменив входной конфузор небольшим закруглением входных кромок смесителя без ухудшения газодинамических характеристик эжектора, повысить устойчивость работы смесителя благодаря сдвигу пограничного слоя в нем как в чисто гидродинамическом смысле, так и по отношению к проскоку пламени внутрь горелки; и, наконец, сделать явление проскока пламени из необратимого обратимым, устраняемым при достаточно высоком давлении газа в коллекторах.

Повышение устойчивости к проскоку пламени и уменьшение чувствительности эжектора к колебаниям давления в топке за счет уменьшения параметра m увеличило пределы регулирования теплопроизводительности горелки при более низком допустимом давлении газа перед горелкой.

На рис. 2.42 показан общий вид и основные детали указанной конструкции горелки, рассчитанной на сжигание смешанного газа теплотой сгорания $Q_H^p = 7000 \div 7500$ ккал/м³. Горелка сварная, из листовой стали толщиной 3 и 5 мм, имеет 24 газовых сопла, одноканальный щелевой смеситель и рассчитана на сжигание 70—80 м³/ч газа при давлении перед горелкой до 1 кг/см². Диапазон регулирования теплопроизводительности ее составляет 1 : 6. При давлении газа в коллекторах выше 0,25 кг/см² наблюдается самоустранение проскока пламени в проточную часть горелки. Значение параметра m в 1,6 раза меньше, чем у эжекционных горелок обычных конструкций, например Ленгипроинжпроекта, а сечение

кратера меньше в 2,2 раза. В соответствующее число раз больше выходная скорость газозвушной смеси и меньше чувствительность к колебаниям давления в топке при отклонении его от атмосферного.

Равномерность распределения газовых струй во входном сечении и значительная относительная длина смесителя (благодаря малым размерам сопел) обеспечивают однородность газозвушной смеси на выходе при малых габаритах горелки.

Настройка горелки на заданное значение эжекции (теплоту сгорания газа) осуществляется поворотом шпинделя переускного клапана.

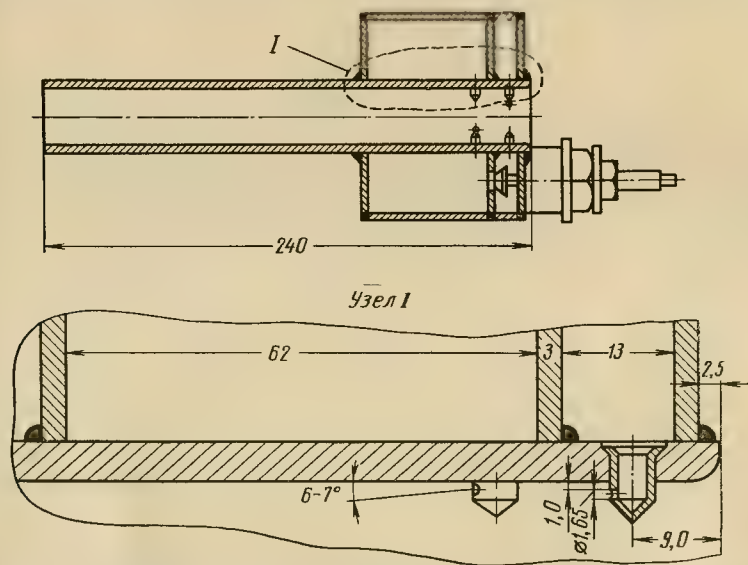


Рис. 2.42. Щелевая одноканальная горелка сварной конструкции с периферийной подачей газа.

При работе на газе $Q_p = 7100 \text{ ккал/м}^3$ горелка обеспечивала минимальное значение коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\min} = 1,1$, $\alpha_{\max} = 1,5$ соответственно при полном открытии и полном закрытии переускного отверстия.

Горелка была установлена на горне и при давлении газа перед ней $0,1-0,15 \text{ кг/см}^2$ с $\alpha_{\min} = 1,1$ обеспечивала температуру топочного пространства $1500-1550^\circ \text{С}$.

Смесители горелок предлагаемой принципиальной схемы (см. рис. 2.41) могут иметь и круглое сечение. Применение их даже более целесообразно по условиям устойчивости к проскоку.

Смесители круглого сечения целесообразно выполнять многоканальными (горелки «сотового» типа, многосмесительные). Такие горелки со смесителями из газовых труб диаметром 1" обладают свойством само-

устранения проскока пламени, начиная с давлений $0,05 \text{ кг/см}^2$. Дальнейшее уменьшение диаметра смесителей круглого сечения позволяет горелкам работать на низком давлении газа с полным предварительным смешением его с воздухом. Круглые горелки более чувствительны к отклонениям давления в топке от атмосферного.

Поперечные размеры смесителя, а следовательно, и выходных отверстий газовых сопел Ю. И. Лобынцев рекомендует выбирать как можно меньшими. Практика показала, что при установке сетчатых фильтров перед горелкой допустимо применение сопел диаметром 1 мм и даже меньше.

Суммарная площадь выходных отверстий газовых сопел при конструировании горелок на газы различной теплоты сгорания выбирается из условия пропорциональности весового коэффициента эжекции квадрату параметра $m/n \approx m^2$.

Здесь $m = F/F_r$, где F — площадь сечения камеры смешения; F_r — площадь сечения выходного отверстия газового сопла; $n = \sqrt{m}$.

Благодаря перечисленным новым качествам границы применения эжекционных горелок, сконструированных в соответствии с предложенной Ю. И. Лобынцевым новой принципиальной схемой, будут значительно шире по сравнению с областью применения существующих горелок полного предварительного смешения.

Для ускорения ввода в практику горелок, сконструированных по этой схеме, необходимо изготовление ряда типоразмеров горелок и испытание их на различных тепловых установках.

Горелки с принудительной подачей воздуха

По принятой нами классификации эти горелки относятся к четвертому типу. Если в первых трех типах горелок один из компонентов (газ или воздух) подается принудительно и является активным, а эжектирует второй — пассивный, то в горелках четвертого типа оба компонента — газ и воздух — подаются принудительно и, следовательно, оба являются активными. Строго говоря, их можно было бы называть горелками с принудительной подачей воздуха и газа. Но так как газ потребителю всегда подается принудительно, то горелки получили свое название по способу подачи воздуха. Принудительная подача рассматривается не только как наиболее характерный их признак, но даже иногда как недостаток горелок этого типа. Однако тщательное рассмотрение особенностей этих горелок дает основание утверждать, что принудительная подача воздуха в ряде случаев является большим преимуществом. Для такой оценки горелок с принудительной подачей воздуха необходимо разграничить области их применения и использовать их только там, где непригодны или менее перспективны горелки первых трех типов.

Иногда эти горелки называют еще двухпроводными из-за дополнительного воздухопровода в отличие от горелок первых трех типов, которые называют по этому признаку однопроводными.

Наиболее характерным для большинства горелок с принудительной подачей воздуха является совмещение процессов смешения и горения в факеле. Это позволяет организовывать факелы разной длины, а также создавать горелки с регулируемой длиной факела. Например, если в тепловых установках необходим растянутый мягкий факел с определенным графиком тепловыделения по длине печи, то исключается применение эжекционных горелок полного предварительного смешения. В этом случае заданные характеристики факела позволяют обеспечить горелки с принудительной подачей воздуха.

Кроме того, принудительная подача воздуха позволяет конструировать мощные горелки вполне приемлемых размеров. При этом, конечно, конструктор должен учитывать, что чем меньше размер горелки данной теплопроизводительности, тем больше потеря энергии на преодоление ее гидравлического сопротивления (потеря напора пропорциональна квадрату скорости потока). Поэтому, если это не вызывается особой необходимостью, то не следует принимать скорость воздуха в горелках выше 50 м/сек. Во всех случаях, где могут успешно применяться горелки с прямоточным потоком, нет необходимости ставить вихревые горелки (с закрученным потоком воздуха), представляющие собой устройства с повышенным сопротивлением, вызывающим дополнительную потерю энергии.

Горелки с принудительной подачей воздуха могут работать как на холодном, так и на подогретом воздухе, в некоторых конструкциях даже выше температуры воспламенения сжигаемого газа. Они могут работать практически при любом противодавлении в камере горения.

Горелки с принудительной подачей воздуха различают по назначению — чисто газовые или комбинированные (пылегазовые, газомазутные) и даже работающие на всех трех видах топлива, сжигаемых одновременно)

Рассмотрим некоторые из них, начиная с чисто газовых горелок

Газовые горелки

Наиболее простейшими из них являются горелки типа «труба в трубе», разработанные институтом Стальпроект и другими организациями. Эти горелки (рис. 2.43) можно устанавливать в различных печах при небольших расходах газа. Горелки имеют следующие преимущества: простота конструкции, низкое давление газа и воздуха, широкие пределы регулирования длины факела, возможность автоматического регулирования температуры в печи и пропорции газа и воздуха; возможность работы горелок на подогретом газе и воздухе.

Институтом Стальпроект разработано четыре серии таких горелок. Первая серия предназначена для сжигания газов с низшей теплотой сгорания 900—1400 ккал/м³; вторая серия — с низшей теплотой сгорания 1400—2200 ккал/м³, третья серия — для сжигания коксового газа и четвертая серия — для сжигания природного газа.

Институтом Теплопроект для печей различного назначения разработана конструкция газовой горелки низкого давления ГНП (рис. 2.44)

с принудительной подачей воздуха девяти типоразмеров. Горелки предназначены для сжигания природного и смешанного газа ($Q_H = 7100$ ккал/м³). В них предусмотрены три съемных наконечника (А, Б и В) на газовом сопле, обеспечивающие различную длину факела. Номинальное расчетное давление газа при работе на природном газе принимается равным 60 кГ/м². Диапазон регулирования давления газа перед горел-

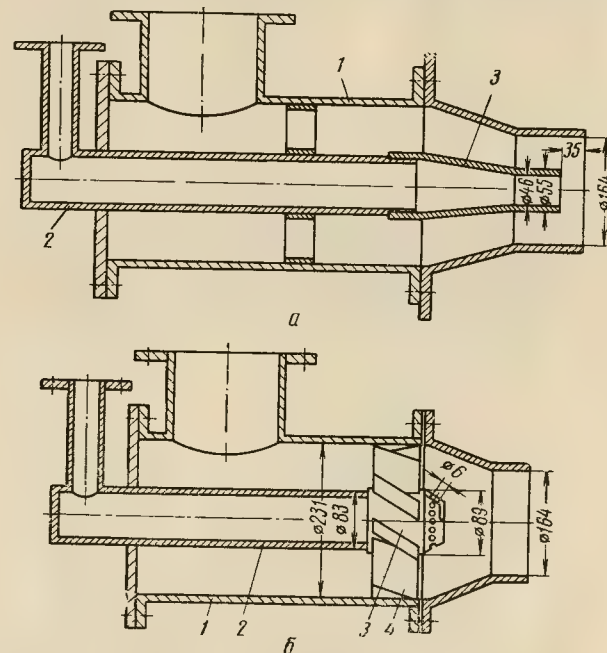


Рис. 2.43. Горелки для природного газа.

а — длиннопламенная типа «труба в трубе»; б — многоструйная конструкции Гипроавиапрома; 1 — корпус; 2 — газовая труба; 3 — наконечник газовой трубы; 4 — воздухонаправляющие лопатки.

ками составляет 1 : 4 (25—240 кГ/м² — на природном и 24—376 кГ/м² — на смешанном газе), давление воздуха — 210 кГ/м² при максимальном расходе газа.

Горелки работают с коэффициентом избытка воздуха 1,05. В печах безокислительного нагрева коэффициент избытка воздуха может снижаться до 0,4—0,6.

Следует отметить, что для получения безокислительной атмосферы в различных сечениях факела горелки, основанные на многоструйном принципе организации горючей смеси, подходят лучше, чем одноструйные. В них уже с начального участка факела можно обеспечить равномерную восстановительную среду, в то время как в одноструйных горелках во многих сечениях факела имеются еще области с окислительной средой.

Институтом Теплопроект совместно с Институтом газа АН УССР были проведены испытания на стендах горелок двух типоразмеров — ГНП-1 и ГНП-6 с номинальной производительностью соответственно $3 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $40 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Анализ продуктов горения в четырех точках по длине факела свидетельствуют о том, что при коэффициенте расхода 1,05 горелка ГНП-6 с наконечником А обеспечивает полное сжигание природного газа на расстоянии 1400 мм ($1400/93 = 15$ калибров горловины). Длина факела в той же горелке с наконечником Б составляла от среза горелки 1800 мм ($1800/93 = 19,3$ калибров горловины). При этом было выявлено, что 90% газа сгорало на длине 500 мм от среза горелки.

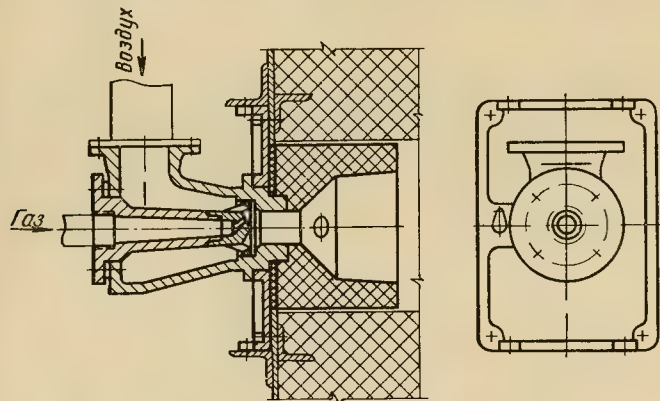


Рис. 2.44. Общий вид горелки ГНП, горелочных плит и горелочных камней.

Длина факела не изменялась от производительности горелки, если сохранялся коэффициент избытка воздуха.

Сопротивление горелки по газу при номинальной производительности $40 \text{ м}^3/\text{ч}$ составляло при установке наконечника А — $110 \text{ кг}/\text{м}^2$, наконечника Б — $25 \text{ кг}/\text{м}^2$; сопротивление по воздуху у горелок с наконечниками А и Б — соответственно 40 и $45 \text{ кг}/\text{м}^2$. При работе на горячем воздухе в интервале температур подогрева $400\text{--}500^\circ\text{C}$ горелки работали устойчиво.

Проведенные исследования показали, что горелки типа ГНП надежны и удобны в эксплуатации, в связи с чем они рекомендованы для установки в печах, отапливаемых природным газом.

Возможность использования серии наконечников, обеспечивающих различное начальное распределение газа в воздушном потоке и соответственно разные условия струйного смешения, позволяет подобрать горелку для многих заданных термических условий в печах.

Большое распространение получили близкие по конструкции к рассмотренным горелки низкого давления с многоструйной подачей газа

в воздушный поток мелкими струями. Среди них различаются горелки с подачей газа из центра воздушного потока к периферии, с периферии к центру, а также с одновременной подачей газа с периферии и с центра.

Горелки такого типа малой производительности (низкого давления) разработаны Мосгазпроект, Укрпрогорпромгазом (б. Киевгазпроект), Энергочерметом — с центральной подачей газа и с закручиванием воздушного потока с помощью лопаток. Конструктивные формы газораздающих устройств в этих горелках весьма разнообразны, в связи с чем они по-разному обеспечивают основное свое назначение — равномерное распределение газа по сечению воздушного потока.

О существенном влиянии начального распределения газовых струй в воздушном потоке на выгорание газа в факеле свидетельствуют исследования А. В. Арсеева и Г. Г. Траянова [9, 172 и 178].

Для изучения были отобраны горелки, дающие самый короткий факел (эжекционные), самый длинный факел (типа «труба в трубе»), и ряд горелок с промежуточными характеристиками — многоструйные и др. Было исследовано также несколько горелок с регулируемой длиной факела и светимостью, применение которых особенно целесообразно на печах с переменным тепловым режимом и на печах, для которых трудно заранее сформулировать требования к горелкам.

Через горелки подавался природный газ Саушинского месторождения, содержащий от 95 до 99,5% метана и от 0 до 1,5% тяжелых углеводородов с теплотой сгорания $8500 \text{ ккал}/\text{м}^3$.

Стенд был оборудован рекуператорами для подогрева воздуха.

Ознакомимся с результатами исследований многоструйной горелки Гипроавиапрома с расчетной производительностью $100 \text{ м}^3/\text{ч}$, приведенной на рис. 2.43, б. В этой горелке воздух закручивается направляющими лопатками, установленными под углом 30° к осевому направлению потока, а газ подается по центральной трубе и выходит из ее наконечника в виде струй из отверстий диаметром 6 мм, пять из которых расположены на торцевой поверхности наконечника и двенадцать — на конической.

Горелка была установлена в амбразуре с длиной цилиндрической части 90 мм и с раструбом, имеющим угол раскрытия 45° ; при его выходном диаметре 600 мм. Приближенный расчет распределения струй газа в потоке воздуха в сечении амбразуры, выполненный авторами исследования по нашему методу [72], показал, что глубина проникновения струй в поток недостаточна и они образуют как бы сплошное облако газа. Расчетное положение газовых струй в сечении устья многоструйной горелки приведено на рис. 2.45. На нем видно, что при исходных условиях газ остается в центральной части потока (рис. 2.45, в).

Для увеличения глубины проникновения газовых струй по расчету, при таком расположении отверстий, необходим диаметр 4 мм (см. рис. 2.45, б). В связи с этим горелка была испытана с двумя наконечниками, имеющими диаметр газовых отверстий 6 и 4 мм.

В опытах подтвердилась расчетная оценка распределения, а следовательно, и последующего смешения газовых струй с потоком воздуха.

При горелке с диаметром газовых отверстий 4 мм горение начинается и заканчивается раньше, чем в горелке с диаметром отверстий 6 мм, несколько раньше достигаются максимумы температуры факела и тепловых потоков. В опытах, проводившихся при коэффициенте избытка воздуха 1,07, длина факела у горелки с отверстиями диаметром 6 мм составляла 2,4 м, а у горелки с отверстиями 4 мм — 1,6—1,8 м, т. е. вместо 15 калибров всего лишь 10—11 диаметров амбразуры. Длина факела определялась по расстоянию от устья горелки до сечения, в котором максимальная по сечению концентрация окиси углерода в продуктах сгорания была 0,5%. Расстояния от передней стенки до сечения, где достигались максимальные температуры факела, составляли, соответственно, 8—9 калибров и 5.

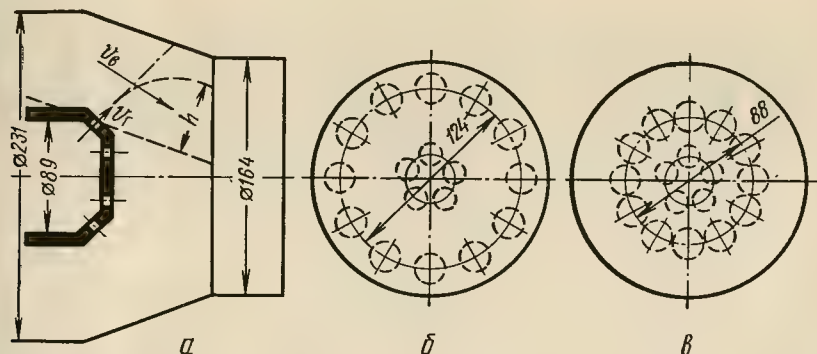


Рис. 2.45. Расчетное положение газовых струй в сечении устья многоструйной горелки Гипроавиапрома.

a — схема взаимодействия газовой струи с воздушным потоком в горелке; *b* — при диаметре газовых отверстий 4 мм, *c* — при диаметре 6 мм.

Распределение концентрации продуктов горения по ширине факела у горелки с отверстиями 4 мм отличается, как и следует из расчета, большей равномерностью.

На всех режимах работы обеих многоструйных горелок факел был прозрачным несветящимся. Степень черноты факела при температуре продуктов горения 1550—1600° С составила 0,15.

Следует отметить, что при желании в этой горелке можно получить еще более короткий факел, с более выравненным полем концентрации по его ширине. Для этого нужно ликвидировать отверстия в торцевой поверхности наконечника, а весь газ пропустить через 12 отверстий диаметром 4 мм, или несколько меньшего размера, в соответствии с методом расчета, приведенным в книге (гл. 5).

Вторая из исследованных А. В. Арсеевым и Г. Г. Траяновым горелок типа «труба в трубе» (рис. 2.43, *a*) являлась длиннопламенной расчетной производительности также 100 м³/ч. Газ и воздух подавались

в устье горелки параллельными потоками с примерно одинаковыми скоростями, равными при расчетной нагрузке 15 м/сек.

Горелка испытывалась с той же амбразурой, что и горелка, показанная на рис. 2.43, *b*. В другом варианте длина цилиндрической части амбразуры равнялась примерно 190 мм, или 1,15 калибра.

Интенсивное горение в факеле этой горелки продолжалось на расстоянии до 20—25 калибров от ее устья, т. е. на гораздо большей длине, чем в многоструйной горелке. Максимум падающих тепловых потоков и максимум суммарного излучения факела и кладки находились на расстоянии 2400—3200 мм (15—20 калибров) от устья горелки, а максимумы температуры и излучения факела — на расстоянии 2000—2500 мм (12—15 калибров), т. е. несколько ближе к горелке. Так же, как и в опытах других исследователей, с уменьшением нагрузки длина факела сокращалась незначительно.

Опыты показали, что удлинение цилиндрической части амбразуры и уменьшение диаметра раструба приводят к некоторому уменьшению угла раскрытия факела, повышению общего уровня динамического напора в нем и к более позднему заполнению факелом сечения камеры.

При использовании горелок с меньшей длиной цилиндрической части амбразуры, а главным образом с большим диаметром раструба воспламенение начинается раньше и горение на оси факела происходит более интенсивно. Соответственно максимальная температура на оси факела располагается ближе к горелке.

Факел рассматриваемой длиннопламенной горелки слабо светящийся. Степень черноты факела, замеренная при температурах продуктов горения 1400—1500° С, составляет 0,2—0,28.

Как известно, в печах и топках котлов, да и в любых других камерах горения с температурой 1000° С и выше, горение газа определяется процессом его смешения. Следовательно, для регулирования длины факела необходимо обеспечить регулирование процесса смешения топлива с окислителем. Выше мы познакомились с возможностью конструировать одинаковые многоструйные горелки с разной длиной факела (см. рис. 2.43, *b*). Однако регулирование длины факела в них связано с заменой газового наконечника. Представляет интерес создать горелку, в которой можно регулировать длину факела при ее работе — на ходу.

Известно, что эффективным способом изменения интенсивности процесса смешения, а соответственно и регулирования длины факела является изменение характера движения потока, например из прямого в закрученный. При этом возможны различные варианты их организации — раздельное закручивание воздушного и газового потоков, одновременное закручивание газа и воздуха в одну и противоположную стороны. На этом принципе и созданы во ВНИИМТ опытные газовые горелки с регулируемой длиной факела и принудительной подачей воздуха.

В опытной горелке ВНИИМТ-У, созданной по предложению В. А. Успенского на основе горелки типа «труба в трубе», в центральную трубу вставлен завихритель. Изменение длины и теплоотдачи факела дости-

гается изменением степени закручивания центрального газового потока путем перемещения завихрителя. По мере удаления завихрителя от устья сопла закручивание газового потока уменьшается. Как известно, закрутка центрального потока природного газа менее эффективна, чем закрутка воздуха, которого по объему больше примерно в 10, а по весу в 15 раз. Чем меньше теплота сгорания газа, тем более эффективно влияние закрутки газового потока на интенсивность смешения.

Горелка исследовалась с керамической амбразурой двух вариантов: с длиной цилиндрической части амбразуры 190 и 90 мм (1,15 и 0,55 диаметра). При угле раскрытия амбразуры 45° выходной диаметр ее был соответственно равен 400 и 600 мм.

Угол раскрытия факела при меньшей длине цилиндрической части амбразуры возрастал от 24° при удаленном завихрителе до 55° при его переднем положении. Характеристика факела горелки ВНИИМТ-У мало зависела от размеров керамической амбразуры. Светимость факела, как и при отсутствии закручивания, оставалась слабой.

Качество перемешивания газа с воздухом от закручивания может быть проиллюстрировано, например, следующим. В опыте с расходом газа 70 м³/ч при коэффициенте избытка воздуха 1,07 и максимальной закрутке газа химическая неполнота сгорания составляла около 2% на расстоянии в 6 калибров газового сопла, или 9,9 калибров горелки. В то время как при удалении завихрителя при прочих равных условиях химическая неполнота сгорания возрастала до 5—6%, однако пределы регулирования длины факела были невелики.

В опытной горелке (ВНИИМТ-АТ), разработанной А. В. Арсеевым и Г. Г. Траяновым, регулирование длины факела достигалось изменением степени закручивания воздушного потока, для чего в кольцевом воздушном зазоре корпуса горелки были установлены восемь радиальных лопаток (см. рис. 2.43, б), угол поворота которых может изменяться одновременно с помощью общего механизма поворота (угол поворота лопаток изменялся от нуля — лопатки располагались вдоль оси горелки — до 60°).

Эта горелка исследовалась, как и горелка ВНИИМТ-У, при двух амбраурах, и в ней были приняты равные расходные осевые скорости выхода газа и воздуха.

Увеличение угла поворота увеличивало и угол раскрытия факела и уменьшало его дальность. Начиная с угла лопаток 45° и более появилась рециркуляция продуктов горения по оси факела. В горелке ВНИИМТ-АТ при работе лопаток под углом 45—60° (и амбразуре с длиной цилиндрической части 90 мм) максимальные значения температуры на оси факела достигались уже на выходе из амбразуры, а максимум тепловых потоков на под камеры — непосредственно у передней торцевой стенки, ниже горелки. При отсутствии воздуха характеристики горелки были близки к характеристикам работы горелок типа Стальпроекта с аналогичными амбраурами.

Начальный угол раскрытия факела горелки ВНИИМТ-АТ при работе с углом поворота лопаток 0° равнялся 45°, а при углах поворота лопаток 30, 45 и 60° составлял соответственно 52, 115 и 150°. При угле поворота уже около 60° воздушный поток несколько отклонялся от направления газовой струи, контакт с ней ухудшался и центральная часть газа на начальном участке струи (из-за нехватки воздуха) подвергалась термическому разложению. При этом факел на всем пути своего движения в камере становился светящимся.

Опытная горелка ВНИИМТ-АТ при установке соответствующего угла поворота лопаток обеспечивала практически при любом расходе газа равномерный нагрев слитков в колодцах. Это позволило вести процесс нагрева слитков, не снижая преждевременно расход газа и не увеличивая продолжительности нагрева [172].

При испытаниях была подтверждена положительная роль повышенной рециркуляции продуктов горения в объеме камеры на интенсификацию процесса (получено в опытах с горелкой ВНИИМТ-АТ минимального диаметра устья при повышенных скоростях неизменного расхода газозвушной смеси), когда количество движения увеличивалось на 80—90%, а теплоотдача от газа слиткам — на 10%. По-видимому, это происходило вследствие выравнивания температуры в объеме камеры и увеличения передачи тепла конвекцией.

Все эти результаты были получены и на модели и на промышленных колодцах, что позволило авторам горелки сделать обоснованный вывод о целесообразности применения на колодцах горелок с регулируемой длиной факела.

Горелки ВНИИМТ-АТ были применены также на двухзонной методической печи без нижнего подогрева. Размер нагреваемых заготовок — 100 × 100 мм. Было установлено, что горелки позволяют регулировать распределение температуры по длине печи и обеспечивать качественный нагрев металла в широком диапазоне изменения темпа выдачи заготовок. Применение этих горелок позволило облегчить ведение переменного теплового режима, сократить на 4% удельный расход топлива и повысить производительность печи.

Все эти исследования [7—9, 23, 175, 178], выполненные под руководством А. В. Арсеева, наглядно показывают, как изменение аэродинамических характеристик горелки существенно влияет на организацию факела и соответственно на теплообмен в топке.

Исследовательские работы С. Н. Шорина [192, 193] и его учеников также убедительно доказали, что характер процессов горения в факеле тесно связан с характером теплообмена в камерах.

Работы А. Г. Блоха [22] и В. В. Митора [118] по теплообмену в паровых котлах, а также Южоргрэс — работы А. К. Внукова [32], М. Т. Крук [92], Р. П. Дведзика, Б. Г. Синякевича, Ю. В. Павлова [33, 129, 158] также свидетельствуют о том, что процесс теплообмена тесно связан с характером выгорания газа в факеле. Однако существующий

нормативный метод расчета прямой отдачи тепла в топке [124] этого не учитывает.

Турбинные горелки (рис. 2.46) — это горелки с принудительной подачей воздуха и с использованием для привода вентилятора вместо электродвигателя энергии газа. До последнего времени в отечественной практике турбинные горелки не получили еще распространения.

Наличие у потребителя природного газа высокого давления создает благоприятные условия для применения горелок турбинного типа, в которых энергия газа используется для подачи воздуха в горелку механическим путем. Этот прием во многих случаях предпочтительнее и удобнее,

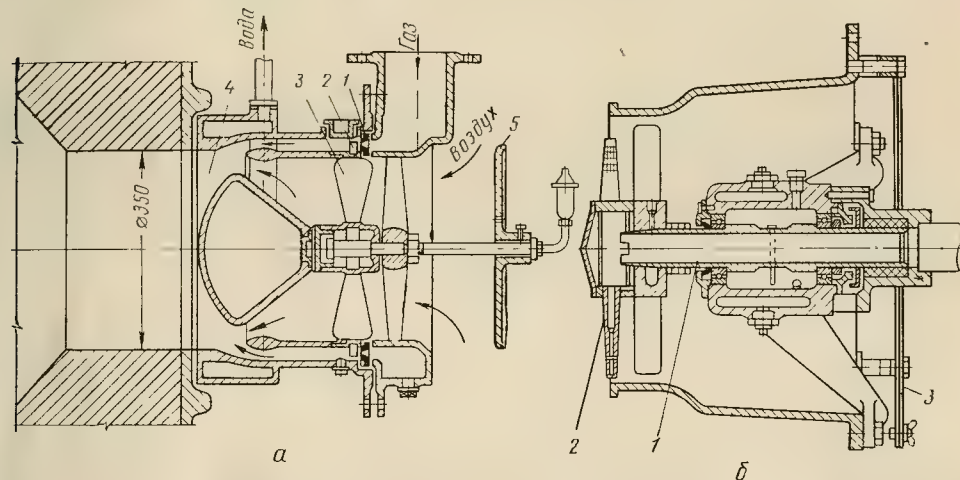


Рис. 2.46. Турбинные горелки с периферийной (а) и с центральной (б) подачами газа.

чем засасывание воздуха эжекцией, которое можно применять в горелках с предварительным перемешиванием.

В турбинной горелке (рис. 2.46, а) необходимо особо тщательное выполнение деталей для удовлетворительной ее работы. Газ, поступающий в горелку, соплами 1 подается с большой скоростью на рабочие турбинные лопатки 2, насаженные на обод осевого воздушного вентилятора с лопастями 3, забирающего воздух из окружающей атмосферы. Подача воздуха регулируется диском 5, прикрывающим входное сечение при движении диска вдоль оси горелки.

Закрученные потоки газа и воздуха (после рабочих лопаток турбины и вентилятора) выходят кольцевыми потоками и встречаются под углом в узком кольцевом зазоре 4. Корпус и вставка охлаждаются водой.

В турбинной горелке (рис. 2.46, б) газ подается по полному стержню вентилятора 1 и выходит из отверстий или сопел, расположенных на кормовой стороне полых лопаток 2, которые под действием реактивной силы, образующейся при выходе газа из отверстий, вращаются вместе с валом

и засасывают воздух. Расход воздуха можно регулировать сплошным диском 3 или секторами.

Рабочее колесо горелки подвержено излучению из топки, поэтому при выключении горелки возможно обгорание и коробление лопаток и вала.

Турбинные горелки обеспечивают хорошее перемешивание и автоматическое пропорционирование подачи газа и воздуха и возможность его подрегулировки. Можно ожидать, что эти горелки найдут свою область применения и получат распространение.

Недостатком горелок является невозможность их использования в виде комбинированных — газомазутных или пылегазовых. Они могут найти распространение в условиях надежного газоснабжения и в особенности в местностях с дефицитом электрической мощности.

Подовые горелки. В последние годы для сжигания газа под котлами малой и средней производительности, а также в некоторых промышленных печах и сушила получили широкое распространение так называемые подовые горелки. Они чрезвычайно просты по выполнению, надежны в работе и имеют хорошие показатели по полноте сжигания газа. Эти горелки были предложены и разработаны С. В. Татищевым и А. И. Дворецким. В дальнейшем их конструированию, расчету и эксплуатации был посвящен ряд исследовательских работ [72, 122, 157, 167].

Впервые эти горелки нашли применение при переводе топок для слоевого сжигания топлива на газ, где они были выполнены в виде перфорированных газораспределительных труб, уложенных прямо на колосниковую решетку (рис. 2.47).

Предполагалось, что струи газа, вытекающие из отверстий в верхней части трубы, перемешиваясь с воздухом, идущим через решетку, имитируют горящий слой топлива.

Опыт показал, что горелки в таком выполнении могут работать только с очень большими избытками воздуха. Кроме того, газораспределительные трубы (коллекторы) сильно нагреваются излучением из топки.

Главный недостаток такой конструкции заключается в том, что в ней нарушен основной принцип горелок — не обеспечено равномерное распределение газовых струй в потоке воздуха, проходящего по большому плотному решетке.

Газовые струи по выходе из коллектора довольно быстро загораются и отклоняются вверх действием потока и подъемной силы. При этом в топке получаются как бы вертикальные слои чистого воздуха, перемежа-

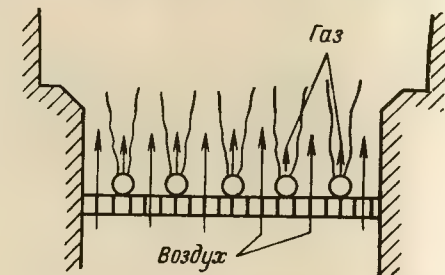


Рис. 2.47. Схема простейшей подовой горелки.

ющиеся слоями газозвушной смеси с малым избытком воздуха. На пути движения в топке слои не успевают перемешаться, поэтому пламя получается вытянутым и коптящим. Процесс горения идет с большими потерями тепла от недожога, и полнота сгорания достигается только при больших избытках воздуха.

Попытки закладывать часть колосниковой решетки огнеупором также не привели к цели, так как в неорганизованно поданном воздухе по-прежнему не обеспечивалось равномерное распределение газовых струй.

Рассмотрим подовые горелки с конической и прямой щелью.

Подовые горелки с конической щелью. В предложенной Укргипрогорпромгазом горелке с конической щелью

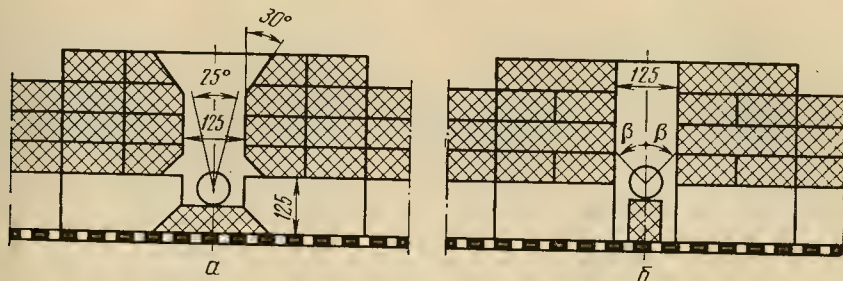


Рис. 2.48. Подовые щелевые горелки с конической (а) и прямой (б) щелью.

(рис. 2.48, а) воздух подается уже сосредоточенно — по каналу, в котором можно обеспечить организованный очаг горения. При монтаже таких горелок на колосниковой решетке ставят опорные ряды из кирпичей, положенных на ребро, с интервалом в 250—230 мм. По ним настилается кирпичное перекрытие из двух-трех рядов кирпичей, укладываемых плашмя. Для обеспечения плотности перекрытия рекомендуется между первым и вторым рядами прокладывать асбестовый лист толщиной 2—3 мм. Между колосниковой решеткой и кирпичным перекрытием остается полость высотой 125 мм. В перекрытии оставляют щелевые каналы шириной 100—125 мм.

Коллектор горелки представляет собой трубу диаметром 1,5—2", расположенную под щелью вдоль ее оси. Газовые струи выходят из ее отверстий диаметром 4 мм, просверленных в два ряда под углом 25°. Относительный шаг между отверстиями в ряду составляет 4,5 калибра. Подвод воздуха осуществляется снизу через существующую систему воздухопроводов под колосниковую решетку, затем в полость между решеткой и кирпичным перекрытием и через щелевые каналы в топку. Равномерность распределения воздуха по отдельным горелкам недостаточна. Если площадь живого сечения решетки не превышает 15% от всей площади, то неравномерность распределения воздуха по горелкам допустима.

В случае неудачного распределения воздуха под решетку, для выравнивания его распределения сечение решетки перекрывают листом с отверстиями под газовыми горелками.

Газовые струи, выходящие из коллектора, смешиваются в щелевом канале с потоком воздуха. Раскаленные кирпичные стенки огневого канала способствуют стабилизации горения и увеличивают количество тепла, переданное радиацией тепловоспринимающим поверхностям.

В первоначальных конструкциях щелевой канал имел плоскую конфузорную часть на входе и плоский диффузор при выходе. Эксплуатация таких горелок показала, что горение газа начинается в щелевом канале и заканчивается в топке на расстоянии около 1600 мм от кирпичного перекрытия. Горелки, установленные на котлах производительностью 10—30 т/ч, обеспечивают полное сгорание газа при коэффициенте избытка воздуха 1,15—1,16. При снижении коэффициента избытка воздуха до 1,10 в факеле появляются длинные желтые языки пламени, потери с химической неполнотой сгорания достигает 3,8%, а при коэффициенте избытка воздуха 1,05 горение сопровождается выделением большого количества сажи [157].

В чугунных отопительных котлах, где по условиям надежности недопустимо касание факела поверхностей нагрева, применение таких горелок ограничено и нежелательно.

Подовые горелки с прямой щелью (2.48, б). Исследования, выполненные под руководством И. Я. Сигала [157] в Институте газа АН УССР, были направлены на улучшение характеристик подовых горелок и упрощение их конструкций. Исследования приследовали цель установить влияние конфигурации щели и угла атаки газовых струй на полноту сжигания при различных избытках воздуха. Результаты исследований позволили рекомендовать более простую конструкцию подовой горелки с прямыми щелями и без применения фасонного кирпича, так как в ней отсутствуют конфузор и диффузор.

В этой конструкции, в отличие от горелки с конической щелью, получила свое дальнейшее воплощение идея повышения организации взаимодействия газовых струй с потоком воздуха. В горелке с конической щелью газовые струи взаимодействуют с потоком, не имеющим определенного направления во входной части конфузора. В подовой горелке с прямой щелью благодаря приближению коллектора к началу воздушного канала область взаимодействия газовых струй с потоком уже упорядочена. Увеличение угла между струями привело к оптимальной схеме взаимодействия струй с поперечным потоком, способствующей интенсификации процесса смешения и, следовательно, сокращению длины факела. Последнее обстоятельство очень существенно для безопасной работы чугунных котлов, в особенности с малогабаритными топочными камерами.

В результате опытов было установлено [157], что при угле между газовыми струями и воздушным потоком 45° (угле атаки 45°) горелка с прямой щелью обеспечивает полное сгорание газа с коэффициентом избытка воздуха 1,10 и 1,05 при угле атаки 90° (суммарный угол 180°).

Усредненная длина факела над плоскостью перекрытия в этих опытах составляла соответственно 1000 и 600 мм. При угле атаки 90° струи создают некоторое сопротивление воздуху благодаря перекрытию (струями) сечения канала (см. гл. 4) и поэтому эжектирующая способность газовых струй не может полностью использоваться для подачи воздуха в щелевой канал. При работе без дутья преимущество остается за горелками с конической щелью. Горелка представляет меньшее сопротивление благодаря более плавному входу и расширению в верхней части, в области увеличения объема продуктов сгорания. Попутное движение струй позволяет использовать их эжектирующее свойство для подачи воздуха в щелевой канал при работе с недостаточной тягой или при работе без дутья. В свете последних исследований взаимодействие горящих струй со стенкой, выполненных в Куйбышевском политехническом институте В. П. Михеевым и В. Н. Федоровым [122], представляется, что в горелке с конической щелью целесообразно увеличивать угол атаки с 25 до 50° . Это не ухудшает эжектирующее действие струй, но сокращает длину факела вследствие интенсификации смешения при ударе струй о стенку.

Для подовых горелок с прямой щелью И. Я. Сигал рекомендует как оптимальные: скорости выхода газовых струй $40\text{--}80$ м/сек, скорость воздуха в самом узком сечении между трубой и стенкой канала $4\text{--}8$ м/сек, относительный шаг между газовыми отверстиями $6\text{--}10$ [157]. Р. И. Эстеркин [196] на основании опыта эксплуатации подовых горелок на смеси природного и сланцевого газов рекомендует относительный шаг между газовыми отверстиями $5\text{--}8$. Фактически скорости выбирают, исходя из реальных возможностей по дутью, для обеспечения условий сжигания их абсолютные величины большого значения не имеют. Значение имеет соотношение скоростей, чтобы обеспечить равномерное распределение струй газа по сечению воздушного потока.

Измерения температуры на верхней образующей газового коллектора показали, что при угле атаки 45° она составляет 330° , а при угле атаки 90° в отдельных местах достигает 530° при работе на холодном воздухе.

Такая высокая температура стенки коллектора приводит к коррозии последнего. Кроме того, вблизи горячей стенки внутри трубы происходит крекинг газа и это приводит к неравномерному по длине газового коллектора закоксуыванию газовых отверстий и снижению производительности горелки. Об этом свидетельствуют результаты опыта, приведенные в [194]. К концу трубы газ,двигающийся все с меньшей скоростью, перегревается, что также приводит к уменьшению расхода газа через последние (по направлению движения) отверстия. Даже при начальной скорости газа внутри коллектора, равной 20 м/сек, охлаждение трубы газом в данной горелке оказывается недостаточным.

И. Я. Сигал [157] приводит результаты испытаний котла «Бабкок и Вилькокс» производительностью 7 т/ч пара на различных режимах работы. В топке котла, имеющего потолочный и задний экраны, были установлены три щелевые подовые горелки с прямой щелью.

Потери тепла от химической неполноты сгорания отсутствовали на всех режимах работы котла. При выключенном вентиляторе для подачи воздуха и без дымососа при разрежении в топке 3 кг/м² котел работал с $q_3 = 0$ на нагрузке по топливу до 75%.

При испытаниях котлов ДКВ-2,5 и Шухова — Берлина А-7, снабженных подовыми горелками с прямой щелью, при коэффициенте избытка воздуха в топке 1,10 потери тепла от химической неполноты сгорания также не наблюдались.

Подовые горелки с прямой щелью проверены в эксплуатации на многих предприятиях Ленинграда при сжигании сланцевого и смеси сланцевого газа с природным ($Q_R = 3200 \div 5000$ ккал/м³). Испытывались горелки с газовыми коллекторами двух типов с двумя и четырьмя рядами отверстий конструкции Промэнергогаз. Горелки обеих конструкций установлены под однотипными котлами производительностью 10 т/ч фирмы «Штейнмюллер». Коллектор горелки выполнялся из трубы диаметром $2,5\text{--}3''$, в которой были просверлены отверстия под углом 90 и 180° или и те и другие. Диаметр отверстий от 3 до 5 мм выбирали по расчету.

Переоборудование топки при установке подовых горелок не требовало больших переделок и осуществлялось силами предприятия. За время длительной работы топки на холодном дутье разрушения пода и щелей не наблюдалось, хотя они выложены из огнеупорного кирпича класса Б. Несмотря на высокие температуры пода, температура трубы горелки, охлаждаемой воздухом, низка, и за длительный период эксплуатации (больше года) горелка не имела каких-либо деформаций [196].

Выбор подовых горелок должен осуществляться на основе расчета, так как ряд факторов и, в частности, температура стенок газовых коллекторов при отсутствии расчета могут лимитировать длительность безаварийной работы горелок.

Кроме того, горелки, сконструированные на основе расчетных данных, на всех режимах сохраняют оптимальные условия смешения и режим их работы регулируется только изменением давления газа и количества воздуха, подаваемого под решетку.

Представляется целесообразным испытать рассчитанные четырехрядные горелки с просверленными отверстиями под углами 90 и 150° . Следует проверить, не позволят ли они обеспечить полноту сжигания газа в топке без принудительной подачи воздуха за счет разрежения в топке и эжекции воздуха газовыми струями. Кроме того, такие горелки обладают небольшим сопротивлением по тракту воздушного потока и имеют принципиальные преимущества по сжиганию газа с меньшими избытками воздуха в топке, по сравнению с двухрядными подовыми горелками.

При переводе на газ отопительных чугунных котлов с низкими топками применение подовых горелок без расчета представляет опасность главным образом не из-за потерь газа от недожога, а из-за затягивания горения (вследствие слияния струй или плохого распределения газовых струй в потоке). В этих случаях факел настолько удлиняется, что касается холодных поверхностей котла, чугун не выдерживает высоких

температурных напряжений и покрывается трещинами. К сожалению, вначале в горелочных устройствах отопительных и чугунных котлов вопросу организации факелов не придавалось достаточного внимания и в практике перевода их на газ имели место массовые случаи выхода котлов из строя. Во избежание местных перегревов в таких котлах требуются совершенные горелочные устройства с короткими и достаточно рассредоточенными по поду факелами.

В целях унификации горелок для чугунных секционных котлов институтами НИИсантехники, Мосгазпроект и Укрпрогорпромгазом были проведены сопоставительные испытания горелок шести типов:

подовой низкого давления без дутья и форкамерной эжекционной среднего давления (института Укрпрогорпромгаз);

эжекционной среднего давления ИГК-60, низкого давления с принудительной подачей воздуха и эжекционной подовой среднего давления (института Мосгазпроект);

подовой горелки низкого давления (институтов Мосгазпроект и НИИсантехники).

Проведенные работы на котле «Универсал-5М» (серийно не выпускается) показали [183], что все исследованные горелки удовлетворяют большинству требований программы.

Подовая горелка без дутья обеспечивала работу котла с к. п. д. в пределах от 85,3 до 80,4%, обладая достаточным диапазоном регулирования в пределах давлений от 10 до 200 $\kappa\Gamma/\text{м}^2$. Горелка хорошо комплектуется с серийной выпускаемой автоматикой Института газа АН УССР, обеспечивает сравнительно равномерное распределение тепловых потоков и температур стенок секций при всех режимах работы котла и может применяться при любом давлении газа в городских газопроводах.

К недостаткам этой горелки относятся: снижение на 2—4% к. п. д. котлов при работе на максимальных нагрузках; необходимость поддержания в топке разрежения в пределах от 1,5 до 3 $\kappa\Gamma/\text{м}^2$, требование более точной установки и наладки горелки, зависимость работы горелки от разрежения в топочной камере.

Форкамерная эжекционная горелка среднего давления обеспечивала работу котла с к. п. д. от 86,6 до 82,4%, т. е. на 1,5—2% выше подовой горелки без дутья; горелка имеет достаточный диапазон регулирования в пределах давлений от 70 до 3000 $\kappa\Gamma/\text{м}^2$ и наиболее равномерное, по сравнению с другими горелками, распределение тепловых потоков по длине котла.

К недостаткам этой горелки следует отнести неполный подсос первичного воздуха за счет энергии газа. Данных по работе этих горелок в условиях эксплуатации пока нет.

Подовая горелка низкого давления обеспечивала работу котла с к. п. д. от 85,6 до 81,45% и достаточный диапазон регулирования в пределах давлений от 4 до 100 $\kappa\Gamma/\text{м}^2$.

К недостаткам горелки относятся: необходимость дутья и связанного с ним расхода электроэнергии, наличие химической неполноты сгорания

в пределах от 2 до 2,25% при работе на средних и высоких нагрузках, большая по сравнению с предыдущими горелками, неравномерность тепловых потоков.

Эжекционная подовая горелка среднего давления обеспечивала работу котла с к. п. д. в пределах от 83,45 до 80,4%, т. е. наиболее низкой из всех исследованных горелок.

К недостаткам горелки относятся: возможность применения только при наличии газа среднего давления, недостаточный диапазон регулирования, неравномерность распределения тепловых потоков и температур по поверхности секций. Эксплуатационные данные по горелке пока отсутствуют.

Распространенная горелка ИГК-60 обеспечивала наиболее высокий к. п. д. котла в пределах от 86,4 до 84,4% и широкий диапазон регулирования в пределах от 33 до 150% номинальной нагрузки, горелка хорошо комплектуется с серийно выпускаемой автоматикой Мосгазпроект.

Недостатки горелки — сравнительно большая неравномерность распределения теплового потока и температур по поверхности секций и возможность применения только при наличии газа среднего давления.

Горелка низкого давления с принудительной подачей воздуха обеспечивала к. п. д. котла в пределах от 85,7 до 83,8% и широкий диапазон регулирования в пределах от 83 до 150% номинальной нагрузки.

К недостаткам горелки относятся: сравнительно большая неравномерность тепловых потоков и температур на поверхности секций и необходимость дутья.

При переводе чугунно-секционных котлов на газообразное топливо рекомендуется [183] устанавливать:

для сжигания газа низкого давления, при наличии разрежения в топке не менее 1,5 $\kappa\Gamma/\text{м}^2$ — подовые бездутьевые горелки при условии их тщательной наладки с обязательной установкой автоматики;

для сжигания газа среднего давления — форкамерные горелки или эжекционные типа ИГК, размещая их в нижней части топки и с обязательной установкой автоматики при оборудовании котлов горелками обоих типов.

Л-образные подовые горелки института ГипроНИИгаз (рис. 2.49). Эти горелки положительно решают главный вопрос организации горения и полностью проблему надежности работы, связанную с нагревом газового коллектора [194]. В этой горелке (рис. 2.49, б) газовый коллектор скрыт от излучения в боковой нише.

Под выкладывается из огнеупорного цементного кирпича класса А на жидком растворе огнеупорной глины. В поду устраивается Л-образная щель для установки горелки. Горелка изготавливается из стальной трубы.

На огневой части горелки под углом 90° от вертикальной оси просверливают огневые отверстия. Горение газа начинается в щели, в которую благодаря естественной тяге или дымоосу поступает воздух. Высота факела составляет от 0,3 до 0,7 м.

Горелки такого типа успешно применены в сушильных агрегатах цементной промышленности. Однако горелка с односторонней подачей газа все же уступает горелке с прямой щелью по равномерности распределения газовых струй в воздушном потоке. Для сохранения преимуществ L-образной горелки по надежности и подовых горелок с прямой щелью по равномерности распределения струй в воздушном потоке и даже по возможности превзойти их и предложены подовые горелки с двусторонней подачей газа.

Подовая горелка с двусторонней подачей газа (рис. 2.49, в). Эта горелка разработана в лаборатории газовой

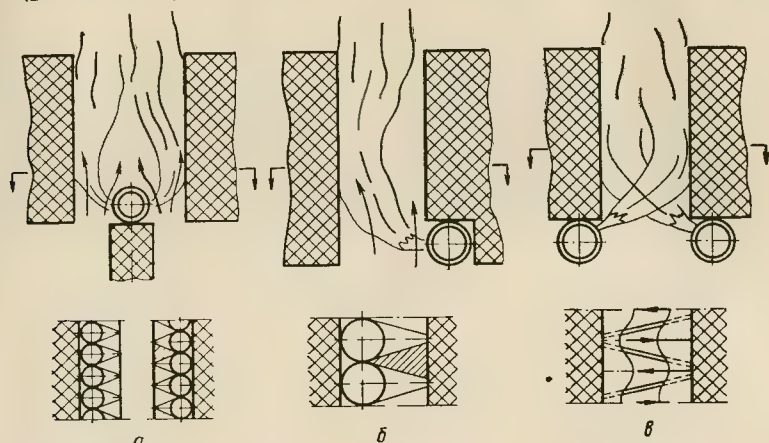


Рис. 2.49. Схема расположения газовых струй в подовых щелевых горелках.

а — горелка с прямой щелью Института газа АН УССР; б — L-образная горелка; в — горелка с двусторонним подводом газа.

теплотехники Куйбышевского политехнического института [181], обеспечивает лучшее заполнение сечения струями, по сравнению с горелкой, показанной на рис. 2.49, б, так как в L-образной горелке имеется наибольшее сечение для прохода балластного воздуха, в лучшем случае вступающего в процесс в верхней части факела. Это приводит к удлинению факела или к работе с повышенными избытками воздуха при сниженных форсировках. Отверстия в одном газовом коллекторе подовой горелки с двусторонней подачей газа располагаются со смещением на полшага относительно отверстий в другом. Шаг выбирается из расчета, чтобы струи газа, выходящие из противоположных коллекторов, не сталкивались, а свободно развивались до противоположных стенок канала (нижняя схема рис. 2.49, в). Подробные исследования рассматриваемой горелки выполнены В. Н. Федоровым под руководством В. П. Михеева [122] на аэродинамической и огневой моделях.

Угол между направлением движения газовых струй по отношению к направлению потока воздуха в канале может быть выбран от 15° (при

этом почти половина коллектора выступает внутрь щелевого канала) до 45° . С увеличением угла больше 45° начало горения перемещается в нижнюю часть щелевого канала и приводит к перегреву коллекторов, т. е. к снижению надежности работы горелки. При малых углах атаки и больших скоростях газовые струи оказывают значительное эжектирующее действие на воздушный поток. Увеличение угла атаки газовых струй, естественно, увеличивает аэродинамическое сопротивление горелки.

При применении горелки с двусторонней подачей газа в качестве несущей конструкции для кирпичной кладки щелевого канала используются коллекторы. Это позволяет облегчить и упростить конструкцию горелок, особенно в том случае, если параллельные щелевые каналы располагать близко друг к другу. Рекомендации [167] — оставлять расстояние между щелями в 500 мм — не совпадают с рекомендациями [122], где этот размер считается завышенным. Представляется, что газовые факелы в топочном объеме над щелями, уже содержащие в себе достаточное для горения количество воздуха, не могут мешать друг другу. В то же время длина факелов должна сократиться соответственно уменьшению ширины канала.

Для улучшения перемешивания газозвушной смеси и сокращения длины факела в верхней части щелевого канала в работе [122] рекомендуется сделать уступы в форме туннеля или форкамеры. Кроме того, увеличение сечения в области интенсивного горения газа значительно снижает аэродинамическое сопротивление горелки.

Подовые горелки с перекрытыми амбразами. Для сокращения высоты факела используется другой прием, а именно перекрытие сверху щелевых каналов (амбразур) кирпичом [170]. При этом удар газового потока о перекрытие гораздо более эффективно сокращает длину факела, но несколько повышает сопротивление этих горелок. Безусловно, подовые горелки с перекрытыми амбразами перспективны для низкосоженных водотрубных котлов; эта схема уже успешно опробована под котлами ДКВ-4 и ДКВ-2,5.

Блочные подовые горелки. Большой расход кирпича класса «А», довольно значительный объем ручного труда на кладку, необходимость пробивания специальных отверстий для ввода труб в топку, а также выламывания кирпичного перекрытия над колосниковой решеткой и заделывания отверстий в обмуровке при обратном переходе с газового топлива на твердое — все это недостатки подовых щелевых горелок. В связи с этим в Куйбышевском политехническом институте В. П. Михеев и В. Н. Федоров [122] разработали конструкцию блочной подовой горелки (рис. 2.50) для небольших паровых и водогрейных котлов «Универсал», «Пламя» и др. Горелка имеет регулирующий вентиль 1, газоподводящую трубу 2, газовый коллектор 3, перфорированные трубы 4, опоры 5 из листового железа и кирпичные стабилизаторы горения 6, собранные в один блок, который при монтаже может быть подан в топку через стандартную загрузочную дверцу. Блок устанавливается на колосниковой решетке вплотную к задней стенке топки.

Колосниковая решетка по сторонам блока перекрывается двумя кожухами 7 из листовой стали, каждый из которых опирается одним ребром на колосниковую решетку, а другим на блок горелки. Уголок 8, приваренный к кожуху, входит в специальные пазы в опорах 5. После небольшой

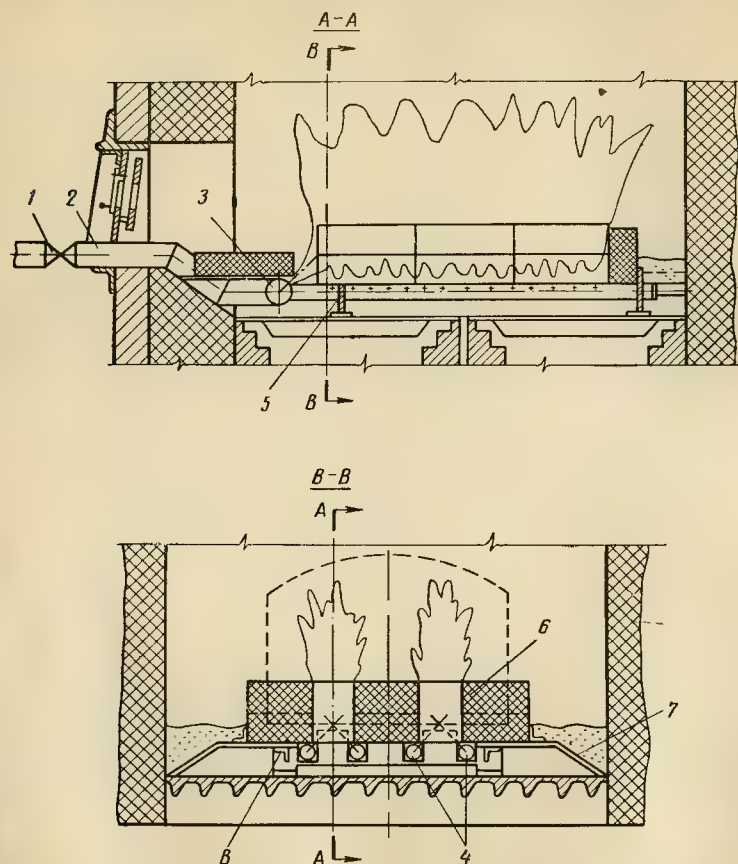


Рис. 2.50. Блочная подовая горелка конструкции КПИ.

уплотнительной засыпки песком или шлаком и присоединения к газопроводу горелка готова к работе. Основное преимущество этой горелки — быстрота ее монтажа и демонтажа, которые могут быть осуществлены двумя рабочими за 1 ч, при этом реконструкция топки не требуется.

Форкамерные подовые горелки. Горелки разработаны Укрگیпрогазом. Приведенная на рис. 2.51 подовая горелка отличается от обычной подовой горелки тем, что струи газа в газораспреде-

лительной трубе из отверстий диаметром 3,6—6,5 мм расположенных с шагом 140 мм, попадают в сплошную щель, а в камеры смешения прямоугольного сечения (75 × 55 мм). Длина этих камер 250 мм. Выше камер смешения располагается общий туннель высотой 210 мм и шириной 170 мм.

Испытания горелок показали, что в камере смешения сгорает примерно 35% топлива, в форкамере — 60%, а догорание происходит в объеме топки. Длина факела у горелок низкого давления — 600—1000 мм, среднего давления — 900—1500 мм. Теплонапряжение при сжигании природного газа (8500 ккал/м³), отнесенное к единице длины форкамеры $BQ_{\text{н}}^{\text{с}}/L_{\text{ср}} = 135 \div 300$ и $310 \div 1075$ тыс. ккал/м·ч [122]. Испытания водогрейного котла с форкамерными горелками, проведенные лабораторией Укргіпропрома, показали, что горение сопровождается неполнотой сгорания. При давлении газа более 3000 кг/м² работа горелки сопровождалась сильным шумом.

Рассматриваемая горелка сложна в изготовлении, требует точного соблюдения размеров смешительных камер и совпадения их осей с отверстиями в газораспределительной трубе.

В связи с тем, что в низких и тесных топках водогрейных котлов, для которых в основном предназначены такие горелки, довольно трудно осуществить точное совпадение отверстий в кладке с отверстиями в трубе, приходится горелки изготовлять в виде трубы с рамой, на которой вне топки выкладываются кирпичные смешительные камеры. Затем такой блок горелки вдвигается по направляющим в топку, а над ним выкладывается кирпичное перекрытие в три кирпича плашмя (толщиной 210 мм). Оставляемая в перекрытии над блоком горелки щель шириной 170 мм служит форкамерой. При очень низких топках над форкамерой укладываются кирпичи-рассекатели.

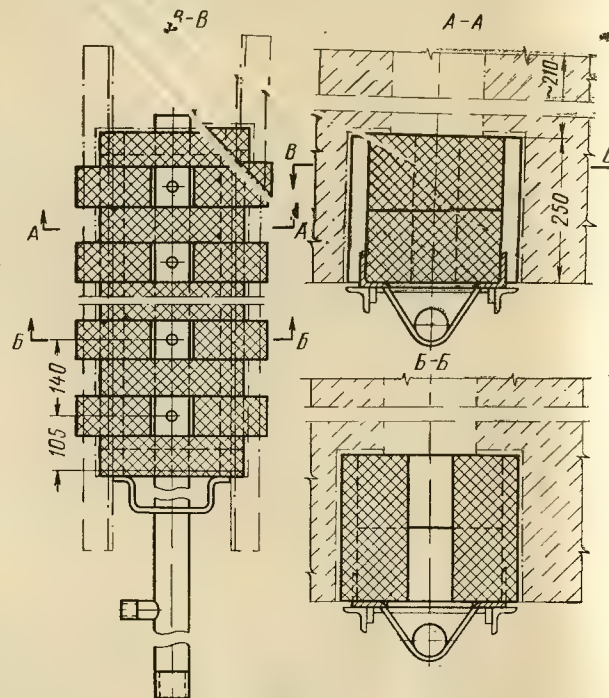


Рис. 2.51. Форкамерная эжекционная подовая горелка.

К подовым горелкам можно отнести горелки вертикальнощелевые, широко применяемые в топках экранированных котлов (см. гл. 5).

Многоструйные горелки института Мосгазпроект (рис. 2.52) с принудительной подачей воздуха низкого и среднего давления получили широкое применение при сжигании газа в сравнительно небольших топках паровых и водогрейных котлов, а также в различных топках промышленных агрегатов.

Каждая горелка состоит из двух соединенных между собой цилиндрических камер: меньшей — газовой и большей — воздушной. Газовая камера с одного конца заглушена, с другого имеет трубную решетку

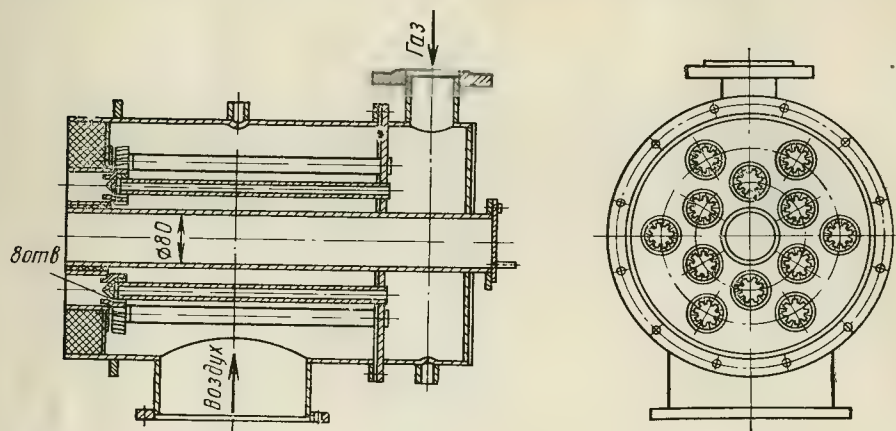


Рис. 2.52. Многоструйная горелка с принудительной подачей воздуха низкого и среднего давления.

к которой приварены газовые трубы, количество последних зависит от теплопроизводительности горелок. На конец каждой газовой трубы навертывается наконечник с отверстиями для выхода газа в топку. Количество отверстий в наконечнике и их диаметр определяются мощностью горелки.

Газовые трубы проходят через воздушную камеру и крепятся по центру отверстий для выхода воздуха. Струи газа, выходя под углом к оси трубы и встречаясь с закрученным потоком воздуха, проходящим между лопатками, установленными под углом к оси трубы, перемешиваются с воздухом, вследствие чего на выходе из каждой трубы образуется газозадушная смесь. Это позволяет получить факел сравнительно небольшой длины. Горелки рассчитаны на сжигание газа до $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$, приспособлены к полной автоматизации и работают почти без шума и отрыва пламени. Конструкция горелок рассчитана так, чтобы при одинаковых давлениях газа и воздуха в горелке обеспечивалось поступление в топку газозадушной смеси при $\alpha_r = 1,05 \div 1,10$. Это условие обеспечивается определенным соотношением площадей выхода газа и воздуха.

Изготовление горелки упрощается благодаря применению одинаковых элементов, число которых изменяется в зависимости от производительности.

По оси горелки проходит труба диаметром 3", которая при работе на газе используется для зажигания смеси и наблюдения за горением. При зажигании необходимо следить, чтобы переносный запальник был как можно ближе подведен к горелке. В случае перерыва в подаче газа смотровая труба может использоваться для установки аварийной паронепроницаемой форсунки.

Для предохранения стальных деталей горелок от прямого излучения топки вся передняя часть их футеруется огнеупорной массой. Горелка крепится к фронтальной плите котла или промышленной установки при помощи фланца, приваренного к корпусу воздушной камеры.

При монтаже перед горелкой выкладывают футерованный туннель из шамотного кирпича диаметром, равным диаметру газовой камеры ($1/2$ кирпича), с дальнейшим его расширением до 1,5 диаметра горелки, на длину, равную длине одного кирпича.

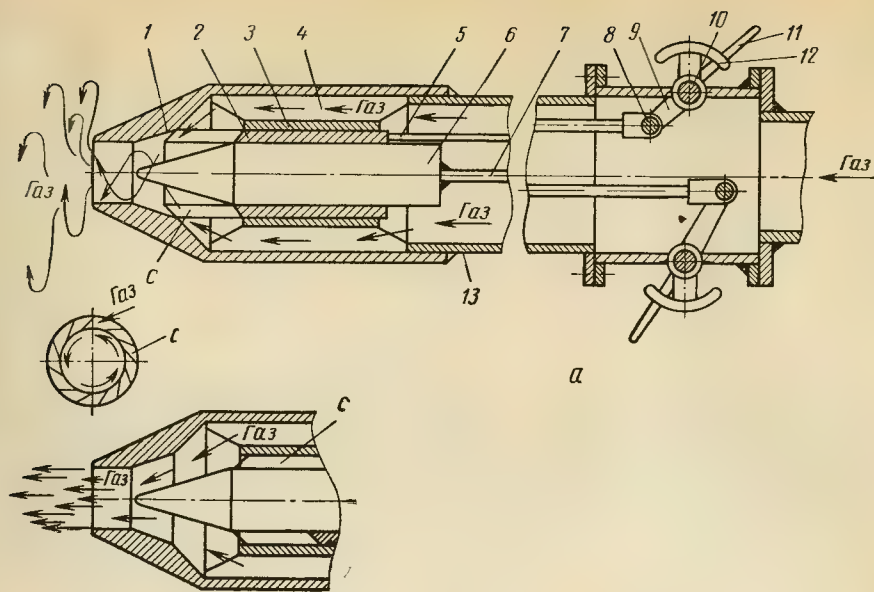
Результаты наладки и эксплуатационных испытаний [116] показали, что горелки в диапазоне давления газа от 3 до 150 кг/м^2 работали устойчиво и надежно, причем верхний предел был ограничен располагаемым напором воздуха. Длина факела горелок при минимальных нагрузках составляла примерно 0,2 м, при максимальных нагрузках — 1—1,5 м.

В качестве примера использования возможностей, заложенных в особенностях взаимодействия газовых струй с прямым и закрученным потоками при разных углах атаки, может служить горелка ГВП (рис. 2.53, а) с регулируемой длиной факела, разработанная под руководством В. А. Шмельфенига в саратовском институте ГипроНИИгаз для вращающихся печей обжига цементного клинкера, керамзита, извести, агломератов черной и цветной металлургии и т. д.

При крайнем правом положении завихрителя 2 газ будет входить в сопло горелки, не проходя между лопатками завихрителя, т. е. будет выходить из сопла горелки без вращательного движения, что удалит факел от горелки.

При промежуточных положениях завихрителя часть проходящего газа будет приобретать большее или меньшее вращательное движение, позволяя плавно перемещать факел и зону наивысшей температуры вдоль печи. Для повышения пределов регулирования и изменения светимости факела можно изменять давление газа в горелке (сохраняя ее производительность) путем изменения проходного соплового сечения посредством перемещения дросселя.

При входе дросселя в сопло закон изменения проходных кольцевых сечений, образованных соплом и дросселем, будет соответствовать закону изменения проходных сечений сопла Лаваля. Поэтому в этих случаях скорости истечения газа из сопла будут сверхзвуковые, что значительно растянет факел, и зона наивысшей температуры отодвинется от сопла горелки на наибольшее расстояние. В случаях меньшей производительности



можно работать на постоянном или повышенном давлении газа в горелке при соответственно уменьшенном проходном сечении сопла (путем перемещения дросселя б).

При работе горелки реактивная сила газовой струи достигает большой величины и стремится выдвинуть ее из печи. Поэтому для того, чтобы горелку не вырвало из печи, необходимо предусмотреть упор.

В СредазНИИгазе Шакировым создана оригинальная конструкция газовой вихревой реверсивной горелки ВРГ (см. рис. 2.53, б). Эти горелки прошли опытную эксплуатацию на ряде цементных заводов. Результаты эксплуатации показывают, что применение их повышает производительность печей, снижает удельный расход газа на 5—10% и значительно повышает стойкость футеровки, а следовательно, увеличивает межремонтный срок работы печей.

Пылегазовые горелки

Пылегазовые горелки применяются во многих отраслях народного хозяйства. В связи со все возрастающим потреблением газа в быту требуются все более крупные потребители буферного топлива. Таковыми в первую очередь являются крупные электростанции. Но переход котельных установок ТЭС с одного вида топлива на другой должен проводиться быстро и без нарушения графика отпуска электрической и тепловой энергии. Это возможно только при использовании комбинированных пылегазовых горелок, сжигающих в качестве основного топлива пыль твердого топлива.

Кроме того, применение комбинированных горелок обусловлено требованием, предъявляемым к установкам, использующим газ как основной вид топлива, когда в целях повышения надежности бесперебойного газоснабжения установки должны иметь второе резервное топливо. Поэтому, как правило, горелки для газообразного топлива конструируются обычно на два вида топлива.

Для некоторых технологических процессов применение комбинированных горелок вызвано еще и третьей причиной — необходимостью одновременного сжигания двух видов топлива. В основном это относится к газомазутным горелкам, когда с целью повышения светимости газового факела через них подается мазут в количестве 20—30% по теплу. Иногда при сжигании влажных или трудно воспламеняемых пылевидных топлив желательно вместе с угольной пылью подавать газ в количестве 20—30% по теплу. Ниже еще будет рассказано о совместном сжигании пылевидного и газообразного топлив.

Так как в пылегазовых горелках основным топливом является пылевидное, то подачу газа всегда приходится приспособлять к уже существующим горелкам и, как уже отмечалось, газ обычно сжигается отдельно от пыли.

Для сжигания широкой гаммы топлив в стране были разработаны и получили распространение различные типы пылевых горелок. Поэтому первое, с чем пришлось столкнуться конструкторам, — это на базе

Рис. 2.53. Газовые вихревые горелки.

а — печная горелка (ГВП) конструкции ГипроНИИгаз: 1 — корпус с сопловым отверстием, 2 — завихритель с лопатками с, 3 — направляющая труба, 4 — центрирующие перья, 5 — тяга, 6 — дроссель, 7 — тяга дросселя, 8 — шарнир, 9 — рычаг, 10 — валик, 11 — рукоятка управления, 12 — сектор, 13 — труба; б — газовая вихревая реверсивная горелка (ВРГ) СредазНИИгаз: 1 — завихритель, 2 — шарнирные ножки лопаток, 3 — кольца, 4 — лопатки завихрителя, 5 — дроссель.

существующих различных типов пылевых горелок разработать простые и экономичные комбинированные горелки.

Наиболее распространенными вихревыми пылевыми горелками являются горелки типа ОРГРЭС (ОРГРЭС-ТКЗ) и ТКЗ («Бабкок-ТКЗ»). С них и начнем рассмотрение перевода пылевых горелок на комбинированные — пылегазовые.

В настоящее время еще не сформулированы полные и объективные сравнительные показатели горелок. Поэтому во многих случаях оценка горелок проводится не по их качеству, а по показателям агрегата, на котором они установлены. Сравнение качества отдельных горелок по данным испытаний, проводившихся в различных условиях, также должно выполняться с достаточной осторожностью. Кроме того, показатели работы установок не всегда характеризуют положительные свойства горелок.

Нам неизвестно ни одного систематического исследования горелок различных типов, проведенного в сопоставимых условиях на какой-либо одной из промышленных печей или топок с целью получения обобщенных показателей, за исключением исследований, проводимых В. А. Арсеевым.

Как же оценивать качество горелок? В настоящее время горелки, например в паровых котлах, оценивают в основном по такому объективному показателю, как полнота сжигания газа в топке. Этот показатель приводится в зависимости от коэффициента избытка воздуха в горелке, в топке, а чаще всего за пароперегревателем. Так как не всегда удается сравнивать показатели горелок на однотипных котлах, то желательно это делать для котлов, близких по габаритам топок (в основном с равной длиной пути факела пламени) и степеням экранирования их при равных коэффициентах избытка воздуха в горелках и топках. Нельзя поэтому быть уверенным, что показатели горелок, полученные при испытании в высоких топочных камерах, сохраняются для этих же горелок в низких топочных камерах. Для короткого факела такие показатели будут более сопоставимы, чем для длинного светящегося пламени, при котором не исключено, что величина химической неполноты сгорания увеличится в низких топочных камерах. Предполагается, что для обоснованной постановки исследований горелок на промышленных установках в сопоставимых условиях необходимо предварительно проанализировать их работу. При этом трудность заключается в том, что еще сравнительно недавно природный газ как топливо использовался в основном для целей бытового потребления, а в промышленности лишь для высокотемпературных процессов отопления нагревательных и термических печей машиностроительных и металлургических заводов. В топках паровых котлов газ использовался лишь на местах добычи и в ближайших к ним районах.

Поэтому первые широкие опыты по переводу на газ пылеугольных котельных установок можно отнести к 1945—1949 гг. Опыты проводились под руководством А. Я. Протопопова [138] на паровых вертикально-водотрубных котлах КТО-НЗЛ, паропроизводительностью 55—65 т/ч.

Читатель не должен удивляться, что его внимание обращается на эти первые отечественные опыты по переоборудованию пылевых горелок котельных установок. Делается это сознательно, с тем, чтобы избежать ошибок при решении задач, которые и сейчас могут показаться в отдельных случаях простыми.

Пылегазовые горелки с центральной подачей газа в амбразуру. Каждый из переводимых на газ [138] трехбарабанный котел имел на фронте по две горелки системы

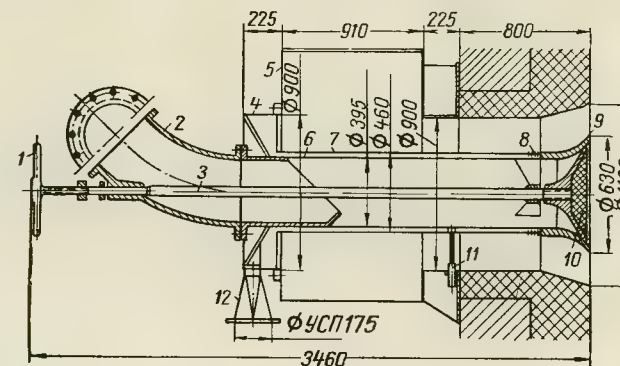


Рис. 2.54. Комбинированная вихревая пылегазовая горелка с центральной подачей газа в амбразуру производительностью 2500 м³/ч природного газа.

1 — штурвал для перемещения конуса; 2 — пылевоздухопровод; 3 — шток; 4 — газовый коллектор; 5 — корпус улитки; 6 — центральная труба; 7 — наружная труба; 8 — отверстия для выхода газа; 9 — раструб; 10 — пылераспределительный конус; 11 — опорный винт; 12 — подвод газа.

ОРГРЭС-ТКЗ для сжигания пыли антрацитового штыба АШ производительностью по 4,5 т/ч с улиточным подводом горячего воздуха (270—300° С), а также по четыре растопочных мазутных форсунки производительностью по 800 кг/ч каждая.

Исходя из соображений обеспечения надежной и экономичной работы котлов и выполнения переоборудования с минимальными материальными затратами и наименьшими переделками, было решено обе пылевые горелки каждого котла переделать в пылегазовые и установить дополнительные газовые горелки небольшой производительности в качестве растопочных по одному комплекту на каждой боковой стене топки. В соответствии с этим были запроектированы, изготовлены и смонтированы на всех котлах первой очереди комбинированные пылегазовые горелки, одна из которых приведена на рис. 2.54.

Производительность каждой горелки 2500 м³/ч при расчетном давлении газа 550 мм вод. ст. Подвод газа было решено сделать центральным.

Газовая вставка представляет собой трубу 7, надетую с кольцевым зазором на центральную пылевоздушную трубу 6. Один конец наружной трубы 7 заварен у раструба 9, а второй вварен в газовый коллектор 4 горелки. Газ подводится к коллектору горелки по трубе 12, откуда поступает в кольцевой зазор, образованный трубами 6 и 7 и далее через 600 отверстий 8 (шесть рядов) диаметром 5 мм выходит в воздушную часть горелки. Выходная скорость струй газа 60 м/сек в поперечный поток горячего воздуха, имеющего среднюю расходную скорость 20—30 м/сек.

Для возмещения температурных расширений стенок центральной пылевой трубы 6 и трубы 7, имеющих температуру приблизительно 150° С при работе на газе, газовый коллектор горелки устроен в виде компенсатора. Горелка получилась довольно сложной.

После пуска котлов на газе чугунный раструб и раздаточный конус пылевой части горелки начали постепенно оплавляться и разрушаться, в связи с чем для увеличения срока их службы пришлось включить в работу вентиляторы первичного воздуха и при несколько выдвинутых в точку конусах, хотя и недостаточно эффективно, все же охлаждать воздухом центральную часть горелки.

Длина факела с учетом изгиба его вверх в сторону пучка кипящих труб при нормальной нагрузке котла составляла 6—8 м.

В результате испытаний паровых котлов были выявлены неудовлетворительная работа горелок и, как следствие, неправильное протекание процесса сжигания топлива в топке — $q_3 \approx 7\%$ при нагрузке 49 т/ч и коэффициенте избытка воздуха в горелке $\alpha' = 1,25$.

При большей производительности (62—64 т/ч) за счет уменьшения коэффициента избытка воздуха в горелке до 1,0—1,1 работа горелок и топки оказалась совершенно неудовлетворительной — q_3 достигало 15%.

Пламя горелок было белым, непрозрачным и все время касалось заднего и правого бокового экранов.

Следует подчеркнуть, что приведенная горелка (см. рис. 2.54) с несколькими рядами отверстий одинакового диаметра (5 мм) является типичным случаем устройства с неудачной организацией процессов распределения газа в потоке воздуха; сливающиеся струи малого размера образуют муфту газа вокруг внутренней трубы горелки. В топке часть газа так и не успевает соединиться с воздухом.

Пылегазовые горелки с периферийной подачей газа в амбразуру. Опыт перевода пылевых горелок ОРГРЭС с центральной подачей газа и анализ полученных результатов в опытах [138] привели А. Я. Протопопова к выводу, что более правильно подавать газ не с центра, а с периферии горелки, где на единицу длины радиуса по сечению горелки приходится большая масса воздуха, чем в центральной части горелки. Поэтому в первую очередь и рекомендуется подавать газ в периферийные слои. Это положение справедливо, но для этого необходимо знать закономерности развития струй в поперечном потоке. Действительно, в периферийные слои должно быть подано больше газа, но только в соответствии с приходящимся там расходом воздуха

на единицу радиуса. Если при этом газовые струи проникнут в поток на малую глубину или по выходе из отверстий сольются в сплошной газовый слой, то не удастся избежать неудовлетворительной работы горелочного устройства. В то же время при известных закономерностях развития струй в поперечном потоке в периферийные слои воздуха возможна подача газа не только с периферии, но и с центра горелки.

В горелках, созданных не на основе расчета, недостатки распределения газа в потоке воздуха проявляются более остро при центральной подаче газа (в условиях распределения струй газа в малом расходе воздуха, проходящего вблизи оси горелки), чем при периферийной.

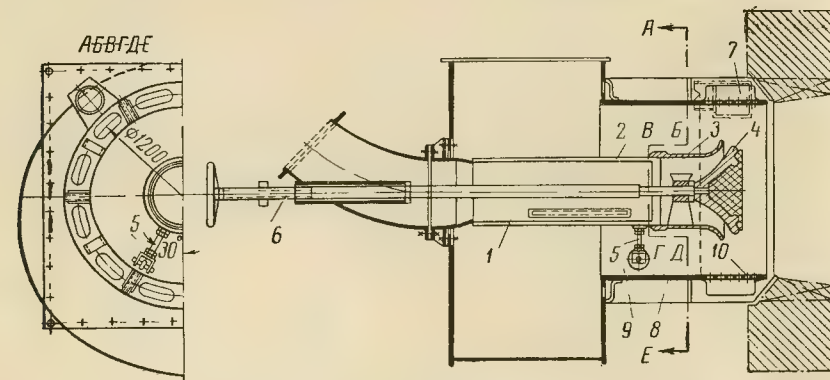


Рис. 2.55. Комбинированная вихревая пылегазовая горелка с периферийной подачей газа в амбразуру с газовой камерой прямоугольной формы.

При переводе котлов с АШ на сжигание газа использованием горелок с периферийной подачей газа в амбразуру удалось резко уменьшить необходимый избыток воздуха в топке, но при этом в результате длительной работы выяснилась ненадежность горелки из-за обгорания сварного шва газовой камеры горелки прямоугольной формы на стороне, обращенной к топке [138].

Ознакомимся с опытом работы пылевых горелок близкой конструкции на котлах, переведенных на газ в системе Харьковэнерго [25—27], где были установлены пылевые горелки трех типов: ОРГРЭС-ТКЗ, «Бабкок-ТКЗ» и щелевые.

Пылегазовые горелки с периферийной подачей газа в амбразуру (рис. 2.55) производительностью по газу 3000 м³/ч были разработаны на базе пылевых вихревых горелок. Пылепроточная часть горелки выполнена в виде телескопической трубы, что позволяет вытягивать конус-рассекатель в раструб внутрь горелки при работе на газе, предохраняя их от сгорания, и выдвигать в топку при переходах на сжигание угольной пыли. Передняя часть трубы 1 неподвижная, является направляющей для второй части трубы 2, несущей на конце чугунный раструб 3 и конус 4.

Для облегчения возможных перекосов и облегчения осевого перемещения подвижная часть трубы опирается на каретку 5 с двумя роликами.

Газовая часть горелки, по сравнению с примененной ранее, также изменена. Она состоит из прямоугольной газовой камеры 7, приваренной к наружной стороне обечайки 8 воздушного канала 9. В стенке этой обечайки, являющейся стороной газовой камеры, просверлены семь рядов отверстий 10 диаметром 5 мм для выхода газа.

В результате проведенных исследований [68—73] было установлено, что газораздающие отверстия необходимо выполнять или в один ряд одного размера (большого), или в два ряда разного размера. Первый ряд, близкий к устью горелки, должен состоять из отверстий меньшего размера, а второй — из отверстий большего размера. Такое расположение позволяет слой газа удалить от поверхности камеры, что обеспечивает равномерное распределение его в воздухе (см. последующие главы). Применение газовых камер многорядных из отверстий одного размера приводит к воспламенению газа непосредственно на стенке камеры и, следовательно, представляет опасность выгорания горелки. Кроме того, значения оптимальных избытков воздуха, обеспечивающих полноту сгорания газа, увеличиваются, что также неэкономично.

Практика эксплуатации рассматриваемых горелок подтвердила сказанное выше — сварной шов газовой камеры, обращенной в сторону амбразуры, действительно часто прогорал, что выводило горелку из строя. Сконструированное водяное охлаждение шва оказалось недостаточно надежным в работе из-за образования накипи и свищей, поэтому от него пришлось отказаться.

По предложению Д. А. Серика газовую камеру сделали овальной формы. Для улучшения охлаждения в газовую камеру по предложению Ф. М. Лебедева, Г. Г. Зароченцева и Д. А. Серика была вставлена направляющая перегородка и, кроме того, вместо одного подвода газа к камере диаметром 130 мм сделали рассредоточенный подвод четырьмя трубами диаметром 51 мм.

Благодаря перегородке лобовая часть газовой камеры (обращенная в сторону топki) стала эффективно охлаждаться изнутри потоком газа повышенной скорости.

Сопротивление горелки по газовому тракту, рассредоточенному на четыре подвода и с направляющей перегородкой в камере, оказалось все же на 40% выше, чем у горелок с сосредоточенным подводом газа без направляющей перегородки.

Проверку наших рекомендаций [72] для горелок с периферийной подачей газа выполнил коллектив кафедры котлостроения Харьковского политехнического института, возглавляемого профессором О. М. Рабиновичем [142]. Изучалось влияние размера и расположения газораздающих отверстий на экономичность сжигания газа. Эта работа будет рассмотрена ниже (см. гл. 6), здесь лишь отметим, что в результате этих исследований для горелок с периферийной подачей газа были рекомендованы отверстия различного диаметра — 5; 8 и 10 мм, обеспечивающие минимальные

потери от химической неполноты сгорания природного газа $q_3 = 0,2 \div 0,3\%$, определенные методами титрования и хроматографии. Для горелок с направляющими перегородками в газовой камере овальной формы было рекомендовано аналогичное расположение отверстий. Горелки

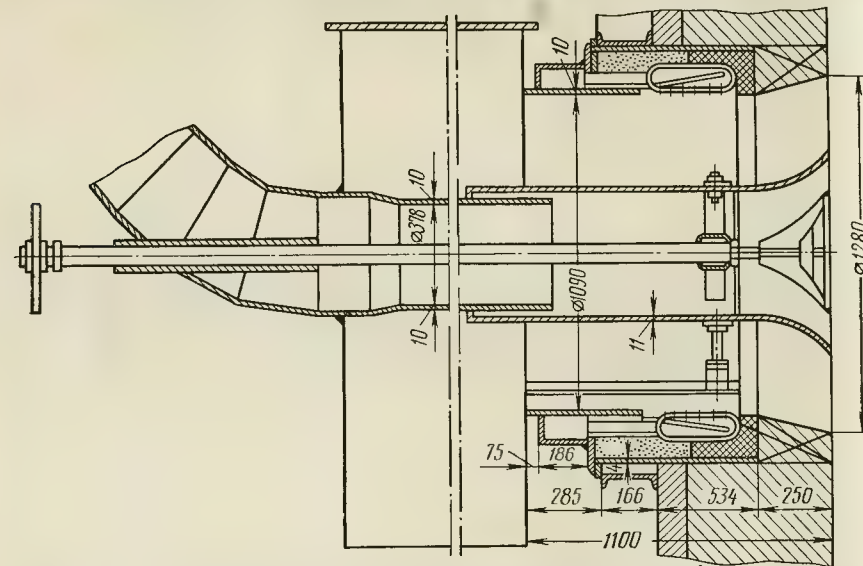


Рис. 2.56. Комбинированная пылегазовая вихревая горелка с периферийной подачей газа в амбразуру с газовой камерой овальной формы.

овальной формы, с газовыми камерами и с направляющими перегородками находятся в эксплуатации несколько лет, и за этот период случаев их пережога не наблюдалось.

Результаты испытания котла с горелками, изображенными на рис. 2.56, с шестью рядами отверстий диаметром от 5 до 8 мм, [92] показали, что скорость истечения газа в эксплуатационных условиях изменялась в пределах 75—155 м/сек в зависимости от нагрузки котла. При нормальной паропроизводительности скорость движения воздуха в самом узком сечении горелки составляла 31 м/сек.

Горелки были установлены на фронтальной стене топочной камеры с тепловым напряжением $128 \cdot 10^3$ ккал/м³·ч. Испытания проводились по методике Южного отделения ОРГРЭС с применением хроматографа для полного анализа продуктов горения [32].

Режим поддерживался при работе трех пылегазовых горелок. При подсосах воздуха в топку до 20% коэффициент избытка воздуха не превышал в горелках 0,85 при критическом его значении (минимальный избыток воздуха, при котором отсутствует химическая неполнота сгорания,

А. К. Внуковым назван критическим избытком воздуха [32]) за пароперегревателем $\alpha''_{п.п} = 1,05$.

Вследствие разложения окиси углерода на выходе из амбразур горелок образовались факел светло-соломенного цвета.

Потери тепла от химической неполноты горения (рис. 2.57) подсчитывались по содержанию СО и H_2 ; метан не был обнаружен. Другие компоненты неполного сгорания не определялись из-за отсутствия соответствующей методики.

В условиях эксплуатации оптимальный коэффициент избытка воздуха должен выбираться с таким расчетом, чтобы обеспечивалась нормальная температура перегретого пара. При существующих методах регулирования

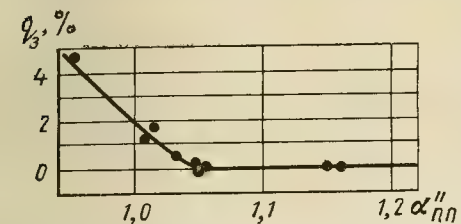


Рис. 2.57. Характеристика $q_3 = f(\alpha)$ по хроматографу.

и контроля режима горения коэффициент избытка воздуха можно выдерживать с точностью 4—5%. Такие отклонения могут вызвать снижение к. п. д. брутто котла на 1,5—3% при уменьшении и на 0,3—0,4% при увеличении избытка воздуха. Исходя из этого, в работах [32, 92] отмечается, что оптимальный коэффициент избытка воздуха должен быть повышен на 0,04—0,05, т. е.

$$\alpha_{\text{опт}} = \alpha_{\text{кр}} + (0,04 \div 0,05).$$

Во всем диапазоне паропроизводительностей при работе с оптимальными коэффициентами избытка воздуха уходящие газы на выходе из трубы были бесцветными [92], только при относительно низких температурах окружающего воздуха наблюдались пары, образовавшиеся в процессе горения. Появление окраски дымовых газов свидетельствует о наличии в их потоке несгоревших частиц сажи, образовавшихся в результате пиролиза окиси углерода. Следует иметь в виду, что дымление всегда является признаком недожога, в то время как бесцветные газы на выходе из трубы никак не свидетельствуют о полноте сгорания газа. Так, при паропроизводительности котла в 120 т/ч с этими же горелками и коэффициенте избытка воздуха 0,98 за пароперегревателем потери с химической неполнотой сгорания были на уровне 5%, а уходящие газы на выходе из трубы — бесцветными.

В работе М. Т. Крука [92] получены данные по потерям тепла от химической неполноты сгорания в зависимости от коэффициента избытка воздуха (за пароперегревателем) в пределах 0,93—1,16 и в диапазоне нагрузок от 55 до 100 т/ч. Оказалось, что наклон кривых q_3 возрастает при значениях $\alpha \ll \alpha_{\text{кр}}$ с повышением нагрузки. По мнению М. Т. Крука, это вызвано в основном изменением воздушного баланса топki, т. е. уменьшением коэффициента избытка воздуха непосредственно в горелке из-за увеличения присосов с повышением нагрузки котла. Такое предположение допустимо, хотя в опытах А. К. Внукова [32] (правда, с дру-

гими горелками, но в аналогичных условиях) значение $\alpha_{\text{кр}}$ уменьшалось на котлах с вихревыми горелками и увеличивалось на котлах с горелками прямоточными. А. К. Внуков дал этим фактам вполне убедительное объяснение. Для котлов, имеющих предварительное смешение газа и воздуха в горелке, преимущественное значение имеет фактор присосов. У котла с прямоточными горелками увеличение $\alpha_{\text{кр}}$ происходит в основном в топочной камере и поэтому фактор присосов не столь значителен. Добавим, что особенно это может иметь место при тангенциальной подаче потоков из горелок по углам топki.

Специальная серия опытов М. Т. Круком проводилась для исследования влияния избытка воздуха и химической неполноты сгорания на температуру перегретого пара. Полученные данные свидетельствуют о том, что в области ($\alpha''_{п.п} > 1,05$) изменение температуры перегрева происходит прямолинейно до критического значения коэффициента избытка воздуха $\alpha''_{п.п} = 1,05$. Затем незначительное снижение избытка воздуха увеличивает эту температуру, а максимальное значение температуры перегрева (559° С) достигается при коэффициенте избытка воздуха 0,98. В этих условиях процесс горения не завершается полностью и q_3 доходит до 2% [92]. Дальнейшее увеличение избытка воздуха опять приводит к снижению температуры перегрева (до 540° С при $\alpha''_{п.п} = 0,86$).

По-видимому, уменьшение коэффициента избытка воздуха (до 0,98), по сравнению с оптимальным значением (1,05), затягивает процесс теплоотделения в факеле, увеличивает длину факела, и газы, поступающие в пароперегреватель, имеют большее теплосодержание, чем при коротком факеле. Дальнейшее снижение коэффициента избытка воздуха вначале почти не сказывается на изменении температуры перегрева пара, но при значениях меньше 0,92 и до 0,86 это приводит к изменению степени светимости факела (увеличение отдачи тепла экранными поверхностями). Кроме того, происходит уменьшение тепловой нагрузки (при постоянном расходе газа) вследствие химического недожога, который при указанном выше коэффициенте избытка воздуха доходил до 10%.

Представляют интерес данные по температурам основных элементов пылегазовой горелки. Как и следовало ожидать, в наиболее неблагоприятных условиях находится выдвигной конус. При номинальной паропроизводительности и полностью вдвинутом конусе в корпус горелки температура его торцевой части достигает почти 780° С. В то же время температура стенки подовой части газовой камеры благодаря эффективному охлаждению изнутри потоком газа и установке перегородки не превышает 270° С.

В связи с тем, что надежность горелок имеет большое значение, рассмотрим опыт работы в этом направлении на котле ТП-100 паропроизводительностью 640 т/ч Змиевской ГРЭС [63].

На котле были установлены 16 комбинированных пылегазовых горелок для сжигания природного газа и пыли АШ (на базе пылевой горелки ОРГРЭС-ТКЗ). Производительность горелок по газу составляла 3500 м³/ч, выходная скорость газа — 180 м/сек и вторичного воздуха —

23 м/сек. Кольцевой газовый коллектор диаметром 133 мм был выполнен из двух половин, к ним газ подводился от газопровода двумя трубами. Перпендикулярно оси горелки в газовый коллектор были вварены 48 газовых выпускных штуцеров из аустенитной стали с шагом 80 мм и длиной 80 мм, из них 16 штуцеров внутренним диаметром 14 мм и 32 штуцера — 10 мм. Концы полукольца коллектора были заглушены приваренными торцовыми заглушками.

Обмуровка горелок была выполнена шамотобетоном с проволоочной армировкой, приваренной к металлическому щиту горелки. Выходная часть амбразуры была выполнена из фасонного шамотного кирпича. Забивка между щитом и фасонным кирпичом у газового коллектора производилась из термобетона с наружной промазкой в месте выхода штуцеров из шамотобетона.

При работе котла в месте приварки штуцеров к коллектору из Ст. 20 появилось большое число трещин и свищей. Горевший внутри обмуровки газ плавил шамотобетон и кирпич.

Большинство горелок выходило из строя вследствие прогаров газового коллектора в месте установки торцевых заглушек. Причина прогорания коллекторов по торцам заключалась в том, что торцы плохо охлаждались вследствие малых скоростей газа. Выходящий газ, загораясь, создавал высокие температуры, и коллектор по торцам обгорал.

Для надежной и длительной работы горелок были выполнены некоторые усовершенствования. Отметим лишь важнейшие:

1) были заменены штуцера из аустенитной стали на штуцера из Ст. 20, после чего сварные швы перестали трескаться и прекратилось образование свищей;

2) газовый коллектор был выполнен в виде сплошного кольца без перегородок и заглушек. Сварные стыки были расположены в месте присоединения подводящих труб. Число стыков уменьшалось до двух, и они стали хорошо охлаждаться газом. До установки коллектор с приваренными штуцерами подвергался термической обработке двумя сварочными горелками в течение 20 мин при температуре 980° С. Термообработка с нагревом и выдержкой составляла 1 ч, а охлаждение под слоем шлаковаты — до 24 ч;

3) обмуровку в районе горелок выполнили нормальным шамотным кирпичом класса А;

4) фасонный кирпич амбразуры заменили другим более простой формы весом 8 кг вместо 16 кг, благодаря чему уменьшились температурные напряжения в кирпиче. После длительной работы блока качество кирпича оказалось удовлетворительным;

5) для восприятия веса горелки было смонтировано жесткое основание, сваренное из швеллеров и угольников;

6) так как при работе горелок всех ярусов температура пара повышалась сверх номинальной, то нагрузки были перенесены на нижние горелки. Однако сопровождающееся при этом повышение выходной скорости газа (свыше 180 м/сек) приводило к пробиванию воздушного потока на большую

глубину по сравнению с расчетной. Работа горелок ухудшалась, что приводило к резкому увеличению избытка воздуха. Для снижения скорости газа до 125 м/сек в каждой горелке дополнительно выполнили еще один ряд штуцеров (попутно отметим, что был выбран слишком малый размер отверстий); следовало бы просто добавить число отверстий размером 16 и 10 мм).

Реализация перечисленных мероприятий позволила вести работу с $\alpha_t = 1,03 \div 1,04$. Избыток воздуха за вращающимся регенеративным воздухоподогревателем перед дымососом составил 1,17—1,20. Впрыск в шпирмовый пароперегреватель уменьшился с 36 до 30 т/ч.

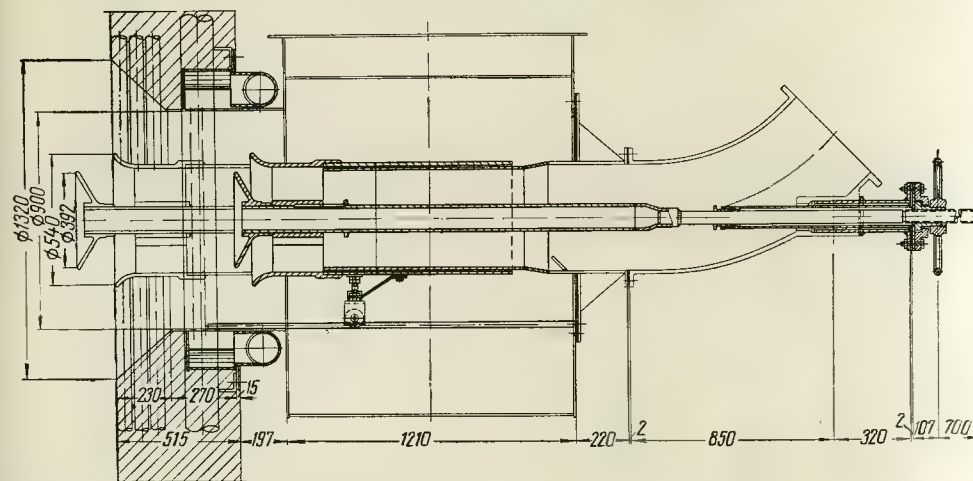


Рис. 2.58. Комбинированная пылегазовая вихревая горелка конструкции МФ Орг-энергостроя производительностью 3000 м³/ч.

Следует отметить, что если в этой горелке выполнить отверстия одного размера — 7 мм в двух рядах, как это сделано, например, в горелках ЦКТИ, то в данном случае температура пара поднимется настолько, что, возможно, не хватит мощности пароохладителя. Кроме того, работать с указанными избытками воздуха в точке нельзя, так как они завышены против нормы. Следовательно, и для данной горелки лучшим вариантом, на наш взгляд, была бы вместо трехрядной подачи газа двухрядная со штуцерами внутренним диаметром 16 и 10 мм, но в таком количестве, чтобы выходная скорость газа была примерно 110—120 м/сек; при этом угол атаки струй следовало бы принять не 90°, а, например, 60°. Более правильно это можно выполнить по методу расчета, приведенному ниже (см. гл. 5 и 6).

Результаты испытаний следующей рассматриваемой горелки (рис. 2.58) подтверждают отмеченный выше недостаток горелок с отвер-

стями одного размера. Горелки установлены на котельном агрегате ТП-70 высокого давления паропроизводительностью 430 т/ч с топочной камерой, рассчитанной на видимое теплонапряжение $110 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$. На котле установлено 12 комбинированных пылегазовых горелок с периферийной подачей газа и 6 дополнительных горелок, предназначенных для увеличения температуры перегрева пара. Из них 10 комбинированных горелок и все дополнительные расположены на фронтальной стенке топки в три яруса с расстоянием между ярусами примерно 3 м. В первом и во втором ярусах соответственно расположены 6 и 4 комбинированные горелки, 2 комбинированные горелки расположены на боковых стенках топки, несколько ниже первого яруса горелок. Все дополнительные горелки размещены в третьем ярусе. Пылегазовые горелки оборудованы мазутными форсунками с паровым распыливанием. Котел с момента пуска и в период проведения испытаний [173] работал на природном газе Шебелинского месторождения с теплотой сгорания $Q_p^p = 9020 \text{ ккал/м}^3$.

Во время проведения опытов изменялись нагрузка котла от 261 до 438 т/ч, видимое теплонапряжение топочного объема от $64 \cdot 10^3$ до $108 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$, коэффициент избытка воздуха в топке от 1,04 до 1,46, отношение количества первичного воздуха к общему количеству воздуха, поступающего в топку от 2,4 до 33,4%.

По условиям поддержания необходимой температуры перегрева пара опыты проведены при минимально возможном избытке воздуха в топке ($\alpha_t = 1,12$), при $Q/V_t = 90 \cdot 10^3 \div 110 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$. Для более низких нагрузок по условиям перегрева пара $\alpha_t = 1,4$. Присос воздуха в топку колеблется в пределах 7—5%, что указывало на остаточную плотность топки.

Средние скорости первичного и вторичного воздуха на выходе из горелок находились в пределах $v_{\text{пер}} = 14 \div 20 \text{ м/сек}$ и $v_{\text{втор}} = 18 \text{ м/сек}$, по другим же данным $v_{\text{втор}} = 36 \text{ м/сек}$.

При изменении Q/V_t от $64 \cdot 10^3$ до $110 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$ средние выходные скорости газа из отверстий повышались от 54 до 93 м/сек. Содержание CO_2 по ширине топки (на уровнях 26 и 32 м) при нагрузке котла 360 т/ч и работе на 12 горелках позволяет сделать вывод о достаточно равномерной работе топки по ширине. Хорошее перемешивание газов в топочном объеме подтверждается практически одинаковым средним значением CO_2 по высоте выходного окна перед пароперегревателем.

Данные измерений концентрации CO_2 и O_2 по глубине топки, полученные в результате исследований, выполненных под руководством В. Р. Теренкаль и проведенных в районе расположения горелок № 2 (1-го яруса) и № 8 (2-го яруса) при нагрузке котла 350 т/ч, показали, что на расстоянии 10 мм от стенки содержание O_2 снижается до 13%; в сечении, расположенном на расстоянии 80 мм от стенки, газ не обнаружен, там проходил воздух.

Процесс горения основной массы газа заканчивался вблизи горелок на расстоянии 2—2,5 м от амбразуры, вся остальная часть топочной камеры была заполнена несветящимся пламенем.

В связи с тем, что по данным волюмометрического анализа, газ сжигался практически без химического недожога¹ и процесс горения заканчивался вблизи горелок, был сделан вывод о достаточно хорошем смешении газа с воздухом внутри горелки до выхода в топку. Отмечалось также [173], что скорости газа и вторичного воздуха ($v_r = 54 \div 108 \text{ м/сек}$ и $v_v = 17,4 \div 33 \text{ м/сек}$), а также предварительная закрутка потока вторичного воздуха при выбранном диаметре отверстий 7 мм для газа (расположенных в три ряда) обеспечили необходимые условия для полного смешения газа с воздухом. Однако с этим мнением нельзя согласиться, так как оно противоречит закономерностям струевых процессов (см. гл. 4).

Для предохранения пылегазовых горелок от обгорания рекомендовалось подавать первичный воздух до 15%. При меньшей подаче воздуха факел пламени затягивался в амбразуру горелки, что и наблюдалось при подаче примерно 2% первичного воздуха.

Большая подача первичного воздуха (около 30%) тоже не рекомендовалась, так как вызывала необходимость в регулировании распределения воздуха общими заслонками и, следовательно, усложняла эксплуатацию котельного агрегата. Отметим, что увеличение подачи первичного воздуха свыше 15% нерационально и по условиям смешения газа с воздухом в горелках с периферийной подачей воздуха (повышает общий избыток).

Наблюдение за состоянием горелок и амбразур показало, что в районе расположения отверстий для выдачи газа обгорала цилиндрическая часть горелок. Непрерывному обгоранию и выплавлению подвергались и амбразуры горелок. Так, первоначально выполненная амбразура из шамотобетона с защитным листом при работе на газе обгорела и выплавилась в течение 10—15 суток. В последующем частично выплавилась и обмазка из хромита. В работе [173] отмечается необходимость изыскать защиту для выходной части амбразур от обгорания.

Нам представляется, что с этой целью наиболее правильно вынести процесс воспламенения за пределы горелки. На основании расчета можно создать воздушную прослойку вдоль поверхности амбразуры и тем самым обеспечить ее охлаждение. Для этого необходимо увеличить глубину проникновения струй за счет увеличения размера газовыпускных отверстий двух размеров, размещенных в два ряда. Кроме того, диаметр амбразуры следует уменьшить с 1320 до 1050 мм.

Осуществление этих двух рекомендаций позволит избежать выгорания амбразур и снизить критическое значение коэффициента избытка воздуха. Этого можно ожидать, исходя из следующего. Увеличение глубины проникновения вследствие увеличения диаметра газовыпускных отверстий исключит образование газозвушной смеси у камеры горения. Уменьшение диаметра расходящейся части амбразуры с 1320 до 1050 мм, во-первых, уменьшит поступление в горелку потока топочных газов, а во-вторых, увеличит толщину воздушного слоя, который будет эффективно ее охлаждать.

¹ Можно рассматривать данные лишь условно.

Эти несложные изменения должны предохранить амбразуру от выгорания и обеспечить полное сжигание газа при значениях избытка воздуха не более 1,05. Необходимо отчетливо представлять, что горелки с периферийной подачей газа не могут конкурировать по надежности, простоте в изготовлении, монтаже, эксплуатации и ремонте, а также по дешевизне с горелками с центральной подачей газа, сконструированными по методу расчета, приведенному в гл. 5 и 6.

В заключение следует отметить, что установленные в топке на 13 м ниже пароперегревателя дополнительные горелки даже при подаче через них около 20% расхода газа не позволили повысить температуру перегрева пара более чем на 7° С при нагрузке котла 370 т/ч. Столь низкое расположение дополнительных горелок было признано неэффективным, и их демонтировали.

Рассмотрим широко распространенную горелку «Бабкок-ТКЗ», у которой отсутствие конуса-рассекателя позволяет переводить ее в комбинированную пылегазовую с центральной подачей газа в амбразуру. Горелка получается очень простой по конструкции и надежной в работе. Вначале при создании комбинированных горелок не обеспечивалось полного сжигания газа и практика перевода пылевых горелок в пылегазовые пошла по более сложному и неверному пути. Эти горелки реконструировались по типу горелок ОРГРЭС — с установкой газового коллектора с периферийной подачей газа в амбразуру. Наконечники нейтральной и средней труб горелок выполнялись телескопическими и вдвигались внутрь горелки при работе на газе. Горелка получалась такой же сложной и дорогой, как комбинированная горелка ОРГРЭС-ТКЗ, где такое решение являлось вынужденным.

В качестве примера такой реконструкции приведена схема пылегазовой горелки на рис. 2.59. Вторичный воздух и аэросмесь закручиваются в одну сторону при помощи улиточных подводов. Газ поступает в воздушный поток с периферии через три ряда круглых отверстий в обечайке барабана, служащей одновременно одной из стенок газовой камеры коллектора. Газовый коллектор сварной прямоугольной формы с двумя подводами газа. Через центральную трубу горелки может вводиться мазутная форсунка.

При работе на газе и больших нагрузках воздух может подаваться и по тракту аэросмеси, для чего предусматривается перемычка с клапаном, плотно отделяющим тракт аэросмеси от тракта вторичного воздуха при работе на пыли. Суммарное сечение отверстий для выхода газа из коллектора выбрано из расчета обеспечения тепловой мощности на газе такой же, как при работе на пыли.

Расчетные скорости выхода газа из отверстий применяют в зависимости от выходного диаметра горелки D . Чем больше диаметр, тем большей принимается выходная скорость. Так, при диаметре 1000 мм скорость газа принимают 100—120 м/сек, а при диаметре 580 мм — 50—70 м/сек.

Исходя из практического опыта и опираясь на разработанный метод расчета, по конструкции этих горелок можно сделать ряд замечаний, основными из которых являются следующие:

в горелках обоих типов принята периферийная подача газа, в то время как конструкция позволяет применить простую, а главное, более надежную схему с центральной подачей газа;

можно ожидать, что горелки будут недостаточно надежны в работе. Трехрядное распределение газовых отверстий одного размера будет способствовать загоранию горючей смеси в амбразуре вблизи ее поверхности, что подвергнет высоким температурным напряжениям сварной шов газовой камеры прямоугольной формы;

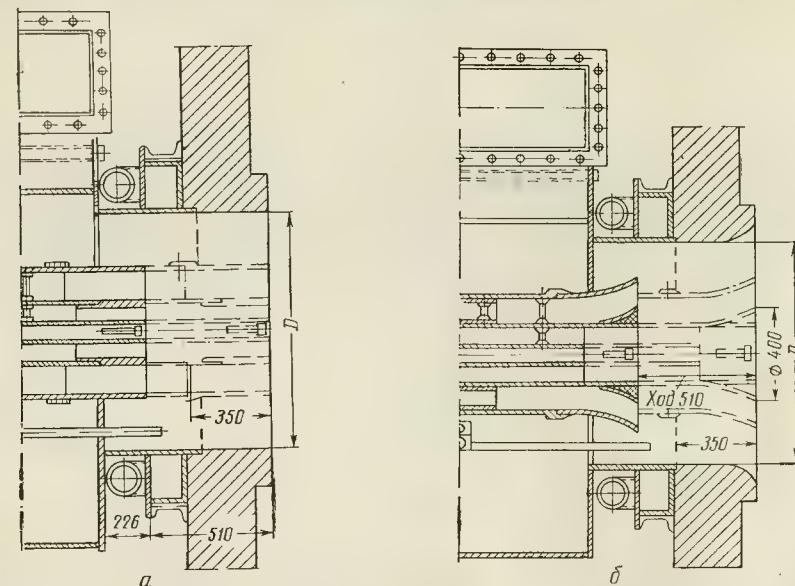


Рис. 2.59. Комбинированная пылегазовая вихревая горелка ЦКТИ с периферийной подачей газа в амбразуру.

а — с цилиндрической насадкой канала аэросмеси; б — с раструбным насадком.

три ряда газовых отверстий одного размера не позволят распределить газ равномерно в потоке воздуха, что приведет к увеличению критического значения коэффициента избытка воздуха.

Следует отметить положительное конструктивное решение пыле-раздающего кольцевого насадка на канале аэросмеси. Предполагается только, что принятый угол раструба меньше угла расхождения потока вторичного воздуха. Это может привести к механическому недожогу топлива или необходимости ведения режима сжигания пылевидного топлива при несколько вдвинутом раструбе в горелку. Однако это приведет к повышению сопротивления горелки по тракту вторичного воздуха.

Перейдем теперь к более рациональному конструктивному решению перевода пылевых горелок типа «Бабкок-ТКЗ» в пылегазовые.

Пылегазовые горелки с центральной подачей газа на выходе из амбразуры. Как правило, такие горелки создаются на базе пылевой горелки типа «Бабкок-ТКЗ» (рис. 2.60).

В патрубок аэросмеси пылевой горелки вводится газоподводящая труба, оканчивающаяся наконечником из чугуна (силалового) или из жаропрочной стали, имеющим на своей поверхности газовыпускные отверстия. В период работы котла на пылевидном топливе во избежание обгорания газового наконечника газораздающая труба при помощи тяги и штурвала вдвигается внутрь канала аэросмеси (на 300—500 мм). Данная конструкция

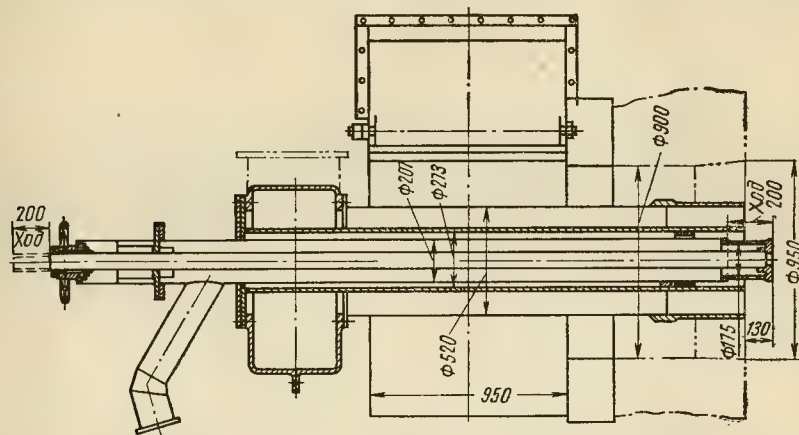


Рис. 2.60. Комбинированная пылегазовая вихревая горелка с центральной подачей газа на выходе из амбразуры производительностью 2400 м³/ч.

горелки с центральной подачей газа выгодно отличается от рассмотренных выше комбинированных горелок с периферийной подачей своей простотой и надежностью. В случае выгорания насадка его можно легко заменить без остановки котла, что нельзя сделать при ремонте газовых элементов горелок с периферийной подачей газа. В этих горелках желательно предусмотреть и втягивание канала аэросмеси внутрь горелки. Работа этой горелки зависит в основном от правильного расчета газового наконечника — размера отверстий, их числа и выходной скорости, соответственно принятому расходу газа.

Рассмотрим показатели комбинированных горелок (см. рис. 2.60), полученные в результате промышленных испытаний под руководством А. А. Авдеевой [3, 4]. Эти горелки (6 шт.) были установлены на котле ТП-150 среднего давления для сжигания газа Шебелинского месторождения ($Q_p = 9050$ ккал/м³). Горелки располагались в один ряд на боковых стенках топki, по три на каждой стороне. Топка утеплена зажигательным поясом из труб с шишами, покрытых хромитовой массой. Наконечники газоподводящих труб диаметром 200 мм первоначально имели 24 щели

размером 10 × 45 мм, расположенные в один ряд под углом 20° с шагом 25,5 мм. Направление струй газа перпендикулярно к потоку воздуха.

Расчетная выходная скорость газа из щелей составляла 61,7 м/сек. Производительность горелки по газу — 2400 м³/ч. При работе котла с этими горелками наблюдалось сильное дымление. Топка была заполнена плотным непросматриваемым факелом. В устье горелок и в районе пароперегревателя происходило отложение углерода.

Для улучшения процесса сжигания газа решено было заменить наконечники. Взамен щелей было сделано 115 отверстий диаметром 7 мм, размещенных в пять рядов с зазором 22 мм между рядами. Суммарное сечение отверстий для выхода газа было уменьшено в 2,5 раза, расчетная скорость выхода газа при этом увеличена до 150 м/сек. Кроме того, наконечники всех горелок были приближены к топке на 139 мм по отношению к выходной кромке канала первичного воздуха.

Для пропуска в топку через канал аэросмеси небольшого количества воздуха (при неработающих мельничных вентиляторах) была выполнена перемычка между коробами вторичного и первичного воздуха.

После этих реконструкций вновь были проведены испытания котла. Испытания показали, что горелки измененной конструкции также работают неудовлетворительно.

В рабочем интервале коэффициента избытка воздуха за пароперегревателем 1,05—1,10 факел в топке светящийся, плотный, с темными языками, доходящими до конвективного пучка. Котел дымил, на наконечниках горелок и поверхностях нагрева наблюдались отложения твердого углерода, т. е. котел работал с химической неполнотой сгорания. Такие показатели, как характер пламени, отложения углерода и дымление котла объективно свидетельствуют о плохой работе горелок. Связано это с одним дефектом — неудовлетворительным распределением струй газа в потоке воздуха на выходе из горелки. Этот дефект легко устраним, для чего необходимо в наконечнике выполнить отверстия согласно методу расчета, что нами сделано в гл. 6.

Обнаруженный в то время недостаток в работе горелок с центральной подачей газа был признан как их органический порок, и эти горелки на всех котлах ТП-150 были заменены горелками с периферийной подачей газа в амбразуру.

К такому же выводу пришли в свое время и другие экспериментаторы [134]. Занимаясь обобщением опыта работы горелочных устройств на электростанциях, они обнаружили, что наихудшие показатели имели горелки с центральной подачей газа и также пришли к аналогичным выводам и рекомендациям. В результате этого ошибочного вывода пылевые горелки «Бабкок-ТКЗ» стали превращать в пылегазовые с периферийной подачей газа (см. рис. 2.59), что принципиально неправильно, так как газ удобнее подавать с центра.

Ознакомимся с результатами испытаний трех котлов ТП-230 по сокращенной программе, проведенных Южным отделением ОРГРЭС

под руководством Р. П. Дзедзика. Каждый котел ТП-230 был оборудован шестью пылегазовыми горелками с центральной подачей газа.

Предусматривалось испытать горелки с тремя различными типами насадок (№ 1, 2 и 3) при сжигании природного газа Шебелинского месторождения. Каждая насадка по окружности имела 24 прямоугольные щели шириной по 8 мм, направленные под углом 20° к оси насадка в правую или левую сторону. Испытанные насадки имели разную длину щели. Кроме указанных насадок, проверке подверглись еще три других насадка. Выходная скорость в насадках изменялась от 88 до 230 м/сек.

Основные размеры насадок горелок и некоторые условия их испытания приведены в табл. 2.1. Испытанию подверглись и различные формы амбразур. У одних горелок, как это показано на рис. 2.61, амбразуры имеют небольшой угол раскрытия (с диаметром 1000 на 1100 мм, см. рис. 2.61, а), а у других — больший угол раскрытия (с 1000 на 1400 мм, см. рис. 2.61, б). Исходная конструкция горелки имела цилиндрическую амбразуру диаметром 1000 мм.

Испытанные насадки горелок

Таблица 2.1

Номер насадки	Количество отверстий для выхода газа	Размеры отверстий, мм	Общее сечение отверстий, м ²	Примерная скорость выхода газа при нагрузке котла 230 т/ч, м/сек	Примерное сопротивление горелки по газовой стороне, мм вод. ст.
1	24 щели	50×8	0,0095	88	748
2	24 »	40×8	0,0075	111	—
3	24 »	30×8	0,0054	154	1768
3а	3 ряда по 24 отверстия	∅ 10	0,00565	148	1632
4	То же	∅ 8	0,00361	230	2992
5	»	∅ 8	0,00361	230	3808

Эти опыты должны представлять определенный интерес, так как позволяют проверить влияние основного параметра горелки — распределения газа в воздушном потоке на выходе из горелки — на эффективность сжигания газа в топке.

Наблюдения за работой топки с горелками, имеющими различные условия взаимодействия газовых струй с потоком воздуха, показали, что при использовании насадок № 1 топка заполнена светящимся пульсирующим факелом темно-красного цвета. Выходная скорость газа изменялась от 50 м/сек при нагрузке 150 т/ч до 88 м/сек при 230 т/ч. Процесс горения сопровождался интенсивным выделением углерода в виде сажи, которая нарастала отложениями на концах газовых насадок. При избытках воздуха за пароперегревателем меньше 1,15 сажа выносилась из трубы в виде черного дыма.

С применением газовых насадок № 5 (см. табл. 2.1), с уплотнением кольцевого зазора при скорости 230 м/сек и нагрузке котла 230 т/ч види-

мая часть светящегося пламени в топке резко уменьшилась. Топка по всей высоте свободно просматривалась. Яркие языки пламени желтого цвета образовывали вокруг каждой из работающих горелок как бы вращающийся венец. Горелки, работающие с повышенными скоростями истечения газа, шума не производили.

Равномерное распределение газа в воздухе позволило улучшить топочный процесс, избежав образования и выделения свободного углерода на горелках. Достигалось это следующим образом: чем больше были

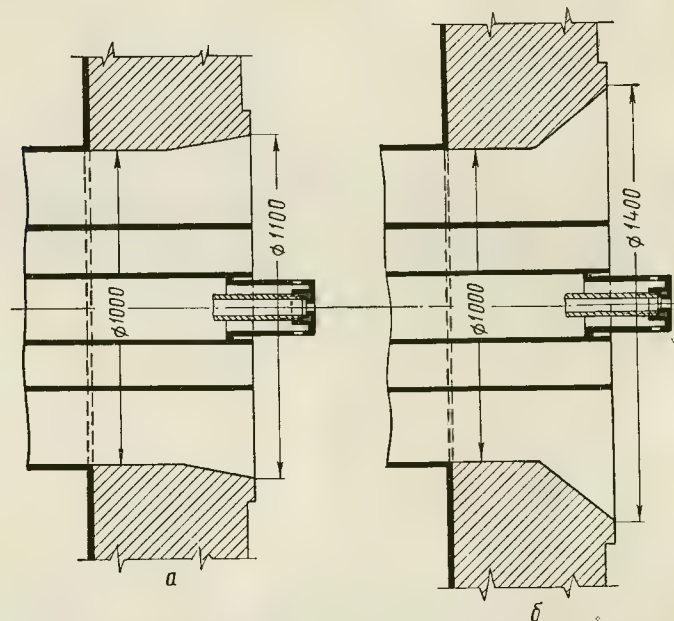


Рис. 2.61. Схема изменения формы амбразур горелки.

раскрыты амбразуры (а это означает, что расстояние между основным потоком воздуха и местом выхода газа увеличивается), тем большую скорость газа приходилось создавать, так как в горелках с открытыми амбразурами скорости меньше 230 м/сек (при данных размерах газопускных отверстий) приводят к неэкономичному процессу сжигания газа с большим выделением сажи.

На практике, когда может встретиться подобный случай (горелки с раскрытыми амбразурами), но нет возможности обеспечить большие скорости газа (по располагаемому напору), следует повышать дальность газовых струй путем увеличения диаметра газопускных отверстий. Тогда и при умеренных скоростях дальность струй увеличится прямо пропорционально увеличению диаметра (см. гл. 6). Важно

иметь в виду, что не скорость, а месторасположение струй, определенное глубиной их проникновения в поток, позволяет регулировать распределение газа по воздуху, а следовательно, и процесс сжигания газа.

Следующий пример достаточно наглядно иллюстрирует положение. Обратимся к опытным данным по сжиганию газа на электростанциях системы Мосэнерго [41] и [42], где не было большого давления газа для со-

здания повышенных скоростей его истечения.

Котлы ТП-170-1, запроектированные для сжигания подмосковного угля и природного газа, были оборудованы шестью пылеугольными вихревыми горелками, расположенными на боковых стенах топki, и щелевыми газовыми, расположенными на фронтальной стенке топki, выше пылеугольных на 2600 мм.

После первого пуска одного из этих котлов выяснилось, что из-за высокой температуры перегрева пара (530°C) нагрузка котла не превышала 130 т/ч. Для устранения этого недостатка было решено демонтировать газовые горелки и создать комбинированные пылегазовые горелки, снизив уровень их установки на 2600 мм.

В первоначальном варианте такой пылегазовой горелки (рис. 2.62) конструкции Мосэнергопроекта газ поступал по центральной трубе, оканчивающейся наконечником с продольными отверстиями, параллельно его образующей. Скорость истечения газа была принята 40 м/сек при расчетной средней скорости воздуха 33—35 м/сек.

Эти горелки позволили поднять нагрузку до номинальной при нормальной температуре перегретого пара. Однако из-за неудовлетворительного распределения газа в потоке воздуха процесс горения протекал с потерями тепла, о чем свидетельствовало отложение сажи на экранах и тепловоспринимающих поверхностях котла.

Для улучшения сжигания газа в устье канала вторичного воздуха были вставлены два усеченных конуса с целью приблизить основной

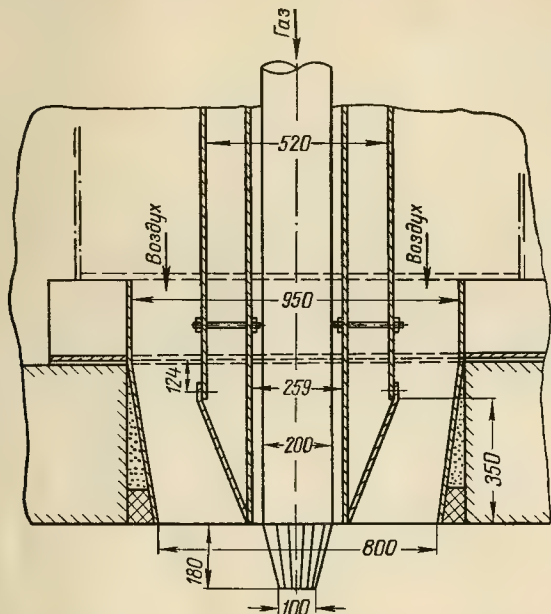


Рис. 2.62. Первоначальный вариант пылегазовой горелки Мосэнергопроекта для котла ТП-170-1 [42].

поток воздуха к месту выдачи газа. Это действительно несколько улучшило работу горелок.

Как показали испытания котла при $\alpha = 1,15 \div 1,2$ (за котлом), горение полностью заканчивалось на высоте 5 м от горелок. Видимых признаков наличия потерь тепла от недожога газа не было — сажа не выделялась. Однако при переходе котла на режим сжигания пыли выяснилось, что вставка усеченных конусов в канал вторичного воздуха нарушила аэродинамическую схему сжигания газа. Поэтому усеченные конусы

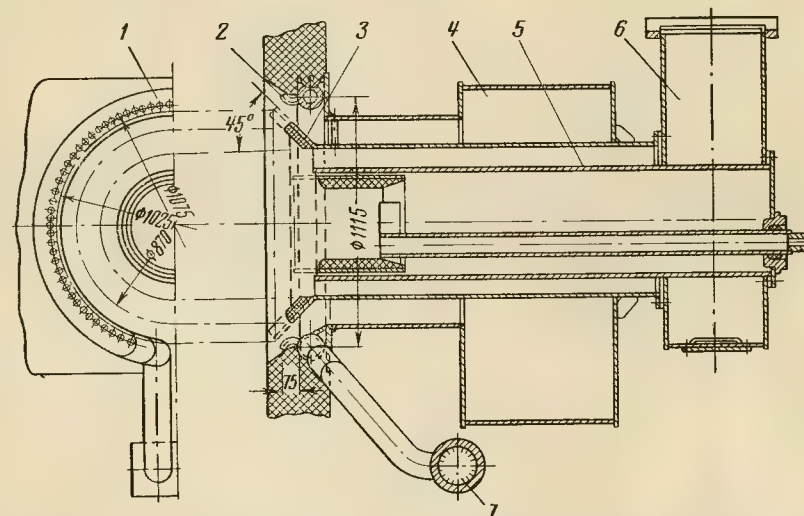


Рис. 2.63. Комбинированная пылегазовая вихревая горелка с периферийной подачей газа на выходе из амбразуры.

1 — труба для газа диаметром $114 \times 5,5$ мм; 2 — трубки диаметром $15 \times 2,5$ мм; 3 — конус; 4 — улитка вторичного воздуха; 5 — центральная труба; 6 — улитка первичного воздуха; 7 — коллектор газовый диаметром 219×8 мм.

из канала вторичного воздуха горелки были убраны и по новому проекту в газовом наконечнике были сделаны косые прорезы (шлицы) под углом к образующей.

Пылегазовые вихревые горелки с периферийной подачей газа на выходе из амбразуры (рис. 2.63 и 2.64). Принципиальным отличием этих горелок является встреча газовых струй с воздушным потоком на выходе из горелки.

Горелки такого типа (см. рис. 2.63) испытывались на однорабатном котле высокого давления ПК-49 паропроизводительностью 120 т/ч [30]. Перед этим котел в течение года работал на антрацитовом штыбе (АШ), а затем был переведен на сжигание местного природного газа Новодмитриевского месторождения Краснодарского края с $Q_H^P = 9580$ ккал/м³.

Газовая часть горелки состояла из кольцевой камеры установленной в обмуровку со 150 приваренными к ней соплами внутренним диаметром 10 мм. Газовые струи направлялись в поток вторичного воздуха на выходе из амбразуры.

Для подъема температуры перегретого пара наклонные скаты холодной воронки закрыли шамотными плитками толщиной 40 мм перед пуском котла на газе. Конвективные пакеты очистили от золы и загрязнений.

Выходная скорость газа была на уровне 45—70 м/сек, скорость вторичного воздуха — 27—35 м/сек, скорость первичного воздуха — 6—12 м/сек. В общем расходе горячего воздуха количество первичного воздуха составляло около 15% [30].

При всех режимах ядро факела располагалось на уровне горелок, пламя в ядре горения было довольно плотное, светящееся и малопрозрачное, во всех остальных зонах топки прозрачное и несветящееся. Горение устойчивое

и надежное во всем диапазоне нагрузок котла от 55 до 140 т/ч. Наблюдалась резко пульсирующая подача газа, вызванная колебаниями его давления, которое поддерживалось недостаточно постоянным и составляло перед котлом 0,6—0,8 кг/см².

При всех режимах работы котла имелись большие потери тепла от химической неполноты сгорания газа, определенные на основании полного газового анализа на аппарате ВТИ-2. В частности, при коэффициенте избытка воздуха в топке $1,0-1,15$ $q_3 = 1,5 \div 4,3\%$. Поскольку эти величины значительно выше пределов точности измерений аппаратом ВТИ-2, можно считать, что процесс сжигания действительно сопровождался потерями с химической неполнотой сгорания.

При нормальных избытках воздуха потери тепла от недожога на уровне 2—3% объяснялись неравномерностью распределения газа по горелкам и пульсацией в его подаче [30].

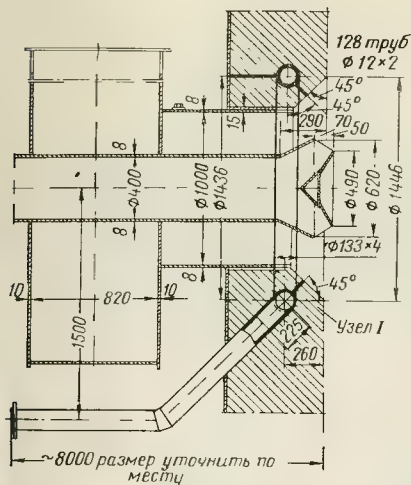


Рис. 2.64. Комбинированная пылегазовая вихревая горелка с периферийной подачей газа на выходе из амбразуры конструкции МФ Оргэнергостроя.

В рассматриваемой горелке организация распределения газовых струй в потоке воздуха одним рядом попутных струй при данном соотношении скорости газа и воздуха является удачной. Несколько улучшить работу этой горелки можно, если уменьшить вдвое количество струй и увеличить вдвое скорость или установить новые штуцера диаметром 15 мм (вместо 10 мм).

Все же и при этих горелках установлена практическая возможность поднятия производительности котла на газе до 140 т/ч, полностью устранены температурные перекосы, значительно интенсивнее, чем при сжигании АШ, осуществлен теплообмен в топке. Так, среднее теплонапряжение радиационной поверхности на номинальной нагрузке составило $130 \cdot 10^3$ против $95 \cdot 10^3$ ккал/м² на пыли. Прямая отдача в топке на газе составляла 62% против 50% на пыли. Температура газов на выходе из топки была в опытах 900—1080° С, что на 200—300° С ниже, чем при работе на пыли. Этому немного способствовало чистое состояние экранных поверхностей и хромитового пояса: при переходе на газ топка быстро очистилась от остатков шлака.

Вторая вихревая горелка (см. рис. 2.64) имела направление струй газа, перпендикулярное к потоку воздуха. Для охлаждения горелки и снижения ее сопротивления весь воздух при работе горелки на газе предусматривалось подавать так же, как и при работе на пыли (по обоим каналам — вторичному и первичному). Скорость выхода газа была принята 100 м/сек., внутренний диаметр сопел 8 мм.

Можно отметить, что горелка не имеет перспективы распространения из-за следующих ее недостатков:

пылегазовая камера деформируется от температуры;

приваренные штуцера из нержавеющей стали являются источником разрывов камеры и образования в ней прогаров;

горение газа сопровождается недожогом вследствие малой глубины проникновения струй в поток (диаметр струй следовало бы увеличить вдвое и сократить их число).

В целом обе горелки (см. рис. 2.63 и 2.64) характеризуют путь развития методов сжигания, но конструктивно не перспективны и могут рассматриваться как временное вынужденное решение.

Пылегазовые вихревые горелки с двусторонней подачей газа. Двустороннюю подачу газа (с периферии и центра горелки) иногда используют в горелках паровых котлов для придания факелу различной степени светимости. Трудность выдерживания температуры перегрева пара на разных нагрузках вынуждает персонал прибегать к различным приемам, в том числе и к регулированию длины факела и прямой отдачи в топках. Осуществляется это следующим образом. При необходимости повышения температуры перегрева пара в горелку подается газа меньше с периферии и больше с центра. В противоположном случае — наоборот.

Ранее нами [72] предполагалось применять двустороннюю подачу газа в основном при разработке горелок большой мощности (8000—

20 000 м³/ч природного газа). Это не означает, что нельзя создать горелки такой большой мощности, применяя одностороннюю подачу газа. По разработанному методу расчета (см. гл. 5) такую горелку вполне можно создать. Однако в этом случае более конструктивным решением будет применение двусторонней подачи газа. Дело в том, что с целью сокращения габаритов горелки (например, при разводке экранных труб в горелках паровых котлов) применяются повышенные (против экономичных) скорости воздуха, например 50 м/сек.

Для того, чтобы пробить поток воздуха, имеющего такую скорость, струями газа, подаваемого с одной стороны, нужно применять очень большие скорости и большие диаметры отверстий. При двусторонней подаче газа это можно осуществить, применяя вполне допустимые размеры газопускных отверстий и обычные скорости газа, не превышающие 150—180 м/сек.

Двусторонняя подача газа уже использована при разработке комбинированной газомазутной вихревой горелки большой мощности (10 000 м³/ч природного газа и равной теплопроизводительности по мазуту). Такая горелка, созданная авторским коллективом специалистов Всесоюзного теплотехнического института Харьковского филиала центрального конструкторского бюро Главэнергостроймеханизации и Института тепло- и электрофизики Академии наук Эстонской ССР, установлена на котле паропроизводительностью 220 т/ч Стерлитамакской ТЭЦ.

Газовая часть горелки сконструирована на основе рассматриваемого в книге метода расчета. Эта горелка с двусторонней подачей газа без каких-либо переделок обеспечила полное сжигание газа. По данным испытаний, проведенных ВТИ совместно со службой наладки системы Башкирэнерго, горелка обеспечивала полное сжигание газа при избытке воздуха за пароперегревателем 1,03, а при $\alpha_{п.п} = 1,02$ потери от неполноты сгорания не превышали 0,2%. В настоящее время эти мощные горелки работают и на других котлах. В уменьшенном виде при производительности 5000—6000 м³/ч природного газа горелки перспективны для всех современных крупных газомазутных котлов.

Пылегазовые прямоточные горелки. В этих горелках применен прямой поток воздуха без закрутки. По условиям компоновки с топочной камерой прямоточные горелки разделяют на угловые, встречные и горелки для шахтно-мельничных топок [32].

Иногда считают, что сжигание газа в котлах с помощью прямоточных горелок возможно только при низких теплоснапряжениях в топках (около $100 \cdot 10^3$ ккал/м³·ч), а если теплоснапряжение много выше, то обязательно применение вихревых горелок. Это мнение ошибочное. Прямоточные горелки применяются только при сжигании пыли твердого топлива, в то время как вихревые горелки применяются и при сжигании мазута. Поэтому при переводе на газ мазутных котлов, естественно, для обеспечения паропроизводительности нужно выдерживать те же значения теплоснапряжений топочных камер, что и на режиме сжигания мазута. В пылегазовых котлах, оборудованных вихревыми или прямоточными горел-

ками, теплоснапряжение обычно меньше, чем в мазутных, из-за трудности сжигания пыли, но оно не лимитируется возможностями интенсификации сжигания газа. Больше того, для чисто газовых котлов с повышенным теплоснапряжением можно рекомендовать применение именно прямоточных горелок и получать при этом выигрыш в расходе энергии на дутье. Но, конечно, это справедливо лишь для горелок, сконструированных по расчету.

В прямоточных пылегазовых горелках газовые элементы выполняются различно, хотя принцип, которым следует руководствоваться, остается одним и тем же: обеспечение равномерного распределения газовых струй в потоке воздуха. Для этого в канале вторичного воздуха размещают пучок труб с отверстиями для выпуска газовых струй перпендикулярно воздушному потоку. В других случаях в устье канала вторичного воздуха вводится газовый коллектор, из которого выходят газовые струи перпендикулярно направлению воздушного потока. Наконец, применяется схема, при которой газ подается в поток воздуха с одной или двух противоположных газовых камер, вынесенных из потока вторичного воздуха. Последнее осуществляется так же, как и в вихревых горелках, но для упрощения конструкции камеру выполняют не круговой, а размещают с двух сторон (рис. 2.65). Такая горелка применена на котлах, сжигающих фрезерный торф [88]. Горелки расположены на фронтальной стене топки с шириной простенка между ними 900 мм. При расположении шахтных мельниц под углом 9° к продольной оси котла для обеспечения слияния факелов четырех горелок на одинаковом расстоянии от фронтальной стены ширина простенка между средними горелками увеличена до 1900 мм. На каждую горелку предусмотрены два газовых коллектора 1, расположенных с двух ее сторон. Газ поступает через калиброванные отверстия этих коллекторов в поток воздуха, движущийся по каналу сечением 370 × 1450 мм. Газовоздушная смесь из амбразур направляется в топку со скоростью 21 м/сек. Воздух подается через эжекционные сопла и непосредственно в шахту по перемычке.

Первый ряд отверстий по ходу воздуха имеет диаметр 15 мм и шаг 114 мм, второй — диаметр 6,5 мм и шаг 38 мм. Выполнено это по методике автора для обеспечения равномерного распределения газа по глубине потока размером 370 мм.

Для уменьшения сопротивления горелки по воздушному тракту из-за стеснения сечения газовыми струями и для уменьшения опасности забивания их торфом угол атаки струй принят не 90°, а примерно 75°. Расчет аналогичной горелки приведен ниже (см. гл. 5, рис. 5.7 и 5.8). Во избежание нагрева мельницы гравитационная шахта при сжигании газа отключается заслонкой.

Горелки работают вполне надежно. Балансовые испытания [172] были проведены при четырех нагрузках, и на каждой из них выполнялось по 4—5 опытов с изменением коэффициента избытка воздуха за второй ступенью экономайзера от 1,0 до 1,35. При этом в интервале значений $\alpha = 1,08 \div 1,10$ и более при нагрузках от 45 до 90 т/ч (тепловое

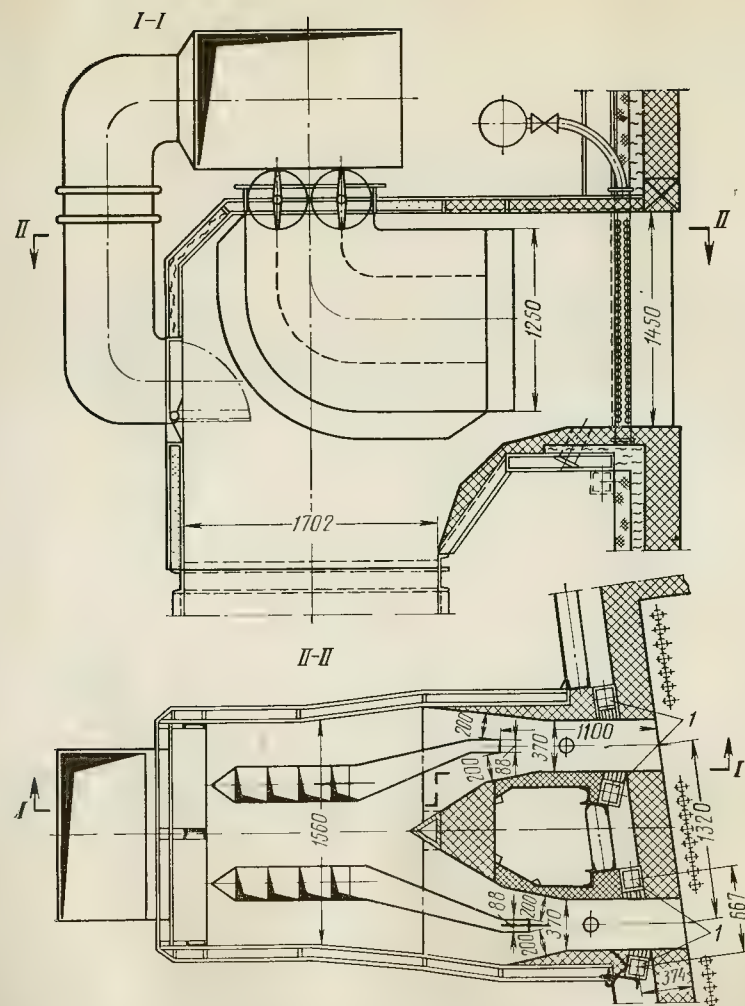


Рис. 2.65. Пылегазовая прямоточная горелка для сжигания фрезерного торфа и природного газа в котле паропроизводительностью 90 т/ч с шахтной мельницей.

1 — газовые камеры.

напряжение объема топки от $85,5 \cdot 10^3$ до $176,9 \cdot 10^3$ ккал/м³·ч) химическая неполнота сгорания отсутствовала. Учитывая присосы в топке и газоходах пароперегревателя и второй ступени водяного экономайзера, равные 0,08, оптимальный избыток воздуха на выходе из горелок оценивается примерно на уровне 1,02 [88].

Достоверность полученного оптимального значения коэффициента избытка воздуха была дополнительно проверена в широком диапазоне нагрузок котельного агрегата. С уменьшением избытка воздуха ниже оптимального значения химическая неполнота сгорания увеличивалась почти по линейному закону и при $\alpha_{\text{эк II}} = 1,0$ достигала 1–3%. Большее значение соответствовало большим нагрузкам. Анализы газа проводились на хроматографе¹.

Температуру вдоль факела измеряли в двух его сечениях на расстоянии 220 и 1200 мм. При нагрузках 45–90 т/ч в сечении 1200 мм максимальные температуры 1700–1750°С находились на оси факела. Это подтверждает, что в рассчитанной горелке газ распределен довольно равномерно и имеется возможность применения сжигания газа с высокими тепловыми нагрузками камеры горения. Начиная со средней части топки, на уровне горелок, т. е. на расстоянии более 2,5–3 м от их устья, факел был прозрачный. Температура продуктов сгорания на выходе из топки при нагрузке 90 т/ч находилась в пределах 1050–1100°С, тогда как расчетное значение ее составляло 1260°С.

Иногда бывает невозможно разместить газовые камеры вне воздушного потока. Тогда газораздающее устройство монтируется непосредственно в воздушном потоке. Пример такого решения при переводе на газ шахтно-мельничных топок с эжекционными амбразами приведен на рис. 5.1 (см. гл. 5).

В некоторых пылегазовых прямоточных горелках большого сечения аналогично вихревым горелкам газовая камера окружает со всех сторон воздушный поток, как это сделано в горелке, приведенной на рис. 5.14 (см. гл. 5).

В таких горелках газ подается с периферии трубками, ориентированными в поток под разными углами, бывает даже, что выдача газа параллельна направлению воздушного потока. Но, если при этом газовые трубки распределяют газ равномерно по воздушному потоку, то параллельное направление также может обеспечить полное его сжигание. В сравнении с поперечно поданными газовыми струями, параллельное движение струй только несколько удлинит факел (если размеры струй одинаковы), но газ сгорит полностью при столь же малых значениях коэффициента избытка воздуха, как и при поперечной подаче струй. Этот факт иногда воспринимается как противоречие и даже как несоответствие разработанному нами методу расчета. Полагают, что если струи распределены в потоке равномерно, но при этом поданы в него не поперечно, а парал-

¹ Наладка топочного процесса и балансовые испытания проведены службой наладки Управления энергетики БССР.

лельно (введены, например, трубками), то горелка не будет работать удовлетворительно. Вывод этот ошибочен, так как для горения важно, чтобы было осуществлено равномерное распределение газа в воздухе, а каким это способом достигнуто, не имеет значения. Различие будет заключаться лишь в характере тепловыделения по длине факела, но не в численном значении коэффициента избытка воздуха, обеспечивающего полное сжигание газа. Рассмотрим, например, пылегазовую прямооточную горелку ЗиО (рис. 2.66) для котлов 67СП-2.

У этой горелки 162 трубки диаметром $15 \times 2,5 \text{ мм}$ и длиной 170—200 мм, боковые трубки направлены под углом 18° к оси горелки, верхние — горизонтально, а нижние — под углом 27° . Такое направление

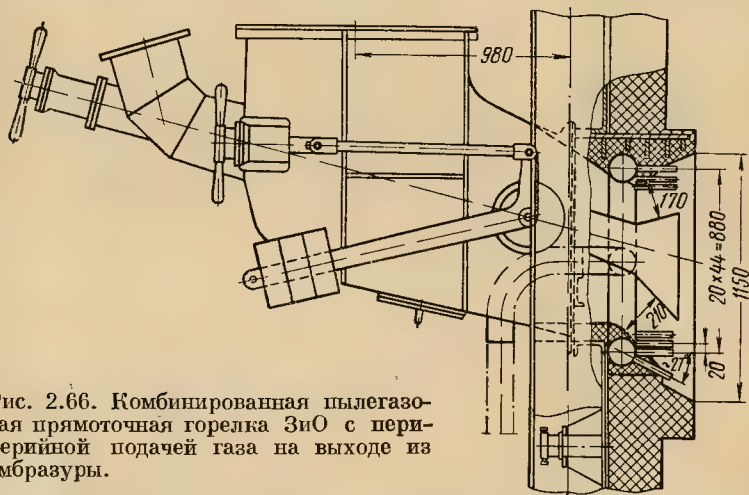


Рис. 2.66. Комбинированная пылегазовая прямооточная горелка ЗиО с периферийной подачей газа на выходе из амбразуры.

газовыпускных трубок, да еще доведенных до среза с центральным рас-трубом, позволяет распределять газ довольно равномерно по узкому сечению воздушного потока в устье горелки. Поэтому нет ничего удивительного, что эта горелка с правильно смонтированной газовой частью имеет высокие показатели по экономичности ($\alpha_{\text{кр}} = 1,1$).

Анализируя работу этой горелки, А. К. Внуков [32] пришел к выводу, что она является типичным примером нарушения всех правил смешения газа с воздухом к устью горелки. Действительно, в этой горелке контакта газа с воздухом нет, он наступает лишь в устье, и смешение от начала до его завершения происходит в топке.

Это служит хорошим подтверждением тому, что горелки неполного смешения (например, с принудительной подачей газа) нельзя характеризовать величиной качества смешения (см. например [133]). Если судить о совершенстве горелки по характеристике, предложенной в работе [133], то данная горелка должна сжигать газ неудовлетворительно, а по результатам испытаний [32] с ее помощью обеспечивается полное сжигание.

Рассмотренный пример подчеркивает необходимость различия начального газораспределения, определяющего организацию процесса от начального смешения.

Можно отметить, что высказанное несколько лет тому назад в работе [72] мнение о правильности решения организовать с помощью газораспределительных трубок параллельную подачу газа в дальнейшем подтвердилось промышленными испытаниями, проведенными под руководством А. К. Внукова [32].

В заключение по этой горелке отметим следующее. Несмотря на возможность ведения процесса сжигания газа с помощью прямооточных горелок с газоподающими трубками, помещенными в потоке воздуха непосредственно в амбразуре, все же эта конструкция не надежна, особенно

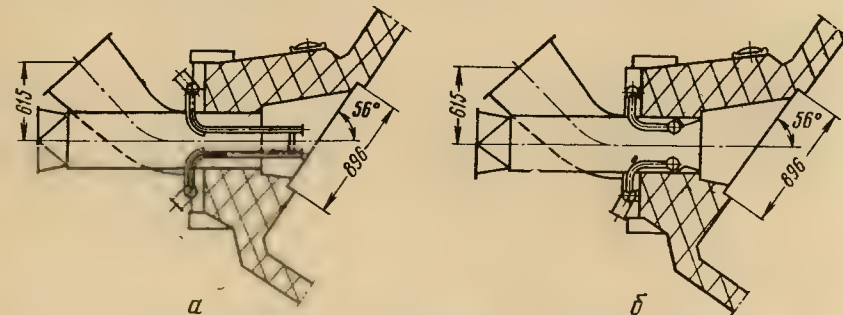


Рис. 2.67. Комбинированная пылегазовая прямооточная горелка.

а — по проекту ТКЗ; б — по типу, разработанному ОРГРЭС для котла ТП-90 Приднестровской ГРЭС.

на котлах с частой переменой вида топлива. При сжигании пыли раз-дающие элементы не охлаждаются изнутри газом и поэтому будут перегреваться от излучения пламени и быстро выходить из строя. Замена их требует времени, а главное, остановка котла (или блока) на период ремонта.

Предпочтение нужно отдать таким пылегазовым прямооточным горелкам, в которых при работе на пыли газовая часть хорошо охлаждается воздушным потоком и защищена от прямого излучения пламени. Нам представляется более удачным конструктивное решение ОРГРЭС газовой части пылегазовой прямооточной горелки для котла ТП-90 Приднестровской ГРЭС (рис. 2.67, б). Необходимо только газовые камеры выполнить по расчету и предпочтение следует отдать отверстиям двух размеров.

Интересные исследовательские работы с пылегазовыми прямооточными горелками ТКЗ (угловыми) на котлах ТП-10 были проведены А. К. Внуковым в Южном отделении ОРГРЭС [32, 33]. Опыты ставились с целью проверки влияния неравномерности подачи воздуха и газа по отдельным горелкам на процесс горения газа и частично на теплообмен в топке. При постоянном суммарном количестве подаваемого топлива осуществлялось постепенное перераспределение его у двух горелок, расположенных

по углам топочной камеры. При этом распределение воздуха по горелкам сохранялось прежним. Коэффициенты избытка воздуха в устьях двух других горелок при величине перекаса по топливу 20% составляли 0,67. Несмотря на это, химической неполноты сгорания за пароперегревателем и в уходящих газах обнаружено не было. Тот же результат был получен и в других опытах.

При этом в первом случае в работе находились все 12 газовых горелок, работавших с разными сочетаниями расходов воздуха и газа по горелкам.

Во втором случае, не меняя распределения воздуха, закрыли подачу газа на нижние горелки, соответственно на 50% увеличив подачу газа на верхние и средние горелки. Коэффициент избытка воздуха, отнесенный к верхним горелкам, снизился до 0,53. При столь неорганизованной подаче газа химическая неполнота сгорания газа отсутствовала полностью. Температура перегрева пара повысилась на 9° С по сравнению с температурой при равномерном распределении газа по горелкам.

Влияние неравномерности распределения воздуха и газа по пылегазовым прямоточным горелкам (см. рис. 2.67, а) исследовалось В. Е. Егоровым [59] на котле ТП-15 (также в топке с угловыми горелками). При поддержании равномерного распределения воздуха уменьшили подачу газа через все горелки правой стороны топки в 2 раза и, соответственно, увеличивали подачу в 2 раза с левой стороны; критическое значение коэффициента избытка воздуха увеличилось всего на 0,02—0,025.

Эти исследования наглядно показывают, что топки с тангенциальным движением потока (угловое расположение горелок) обладают при умеренных тепловых напряжениях существенными выравнивающими характеристиками и по условиям сгорания газа допускают значительные неравномерности в распределении по горелкам топлива и окислителя.

Рассматривая последние примеры, читатель может задать вопрос: почему автор настаивает на равномерном распределении топлива по воздуху в каждой горелке, если прямыми опытами доказано, что и при грубой неравномерности обеспечивается полное сжигание газа? Ответ на этот вопрос будет следующий. Действительно, в указанных условиях полное сжигание обеспечивается, но при больших значениях коэффициента избытка воздуха ($\alpha = 1,12 \div 1,16$) и тангенциальной схеме компоновки горелок с топкой.

Теперь, когда разработан метод расчета любых горелок с принудительной подачей воздуха и накоплен большой опыт их эксплуатации, задача состоит в обеспечении полного сжигания газа при малых избытках воздуха в топке ($\alpha = 1,02 \div 1,05$) и со все повышающимися тепловыми напряжениями камер горения. В этих условиях роль горелки трудно переоценить.

При испытаниях А. Е. Егорова [59] топка была оборудована четырьмя двухъярусными блоками пылегазовых прямоточных горелок (см. рис. 2.67, а). В каждый канал для вдувания аэропыли встроены шесть, а для вторичного воздуха — восемь патрубков, выполненных из труб 38×4 мм. Для выхода газа наконечники имели два ряда отверстий одина-

кового размера — 7 мм (по 6 отверстий в ряду). Фактически газовые струи сливались в сплошной поток — в горелках не было обеспечено струйного перемешивания. Весь процесс смешения неудовлетворительно поданного газа переносился в камеру, поэтому неудивительно, что в топке был ярко светящийся факел, занимавший большую часть топочной камеры.

Понятно, почему на котлах ТП-10 и ТП-15 неравномерность по горелке не сказывается на конечном эффекте сжигания. В этих горелках газ вступал в контакт лишь с 40—50% воздуха, остальное же количество воздуха присоединялось в объеме топки благодаря процессу эффективного турбулентного обмена в последних.

Горелки ТКЗ (см. рис. 2.67, а), ввиду их обгорания при длительной работе котла на пыли, были заменены новыми газовыми горелками по типу, разработанному ОРГРЭС для котла ТП-90 Приднепровской ГРЭС (см. рис. 2.67, б). В этих горелках газ подводится через четыре коллектора диаметром 108×4 мм, установленных вертикально у боковых стенок патрубков вторичного воздуха. Каждый коллектор имеет 166 отверстий диаметром 5 мм, расположенных в три ряда в шахматном порядке под углами 75, 60, 45° к продольной оси горелки. По-видимому, конструкторы этой горелки не знакомы были с работами [68—72], иначе ничем нельзя объяснить столь неудачную схему подачи газа. Струи газа не распределяются в воздухе, а сливаются в сплошной газовый поток, как и в горелке, показанной на рис. 2.67, а. Неудивительно, что и при этих горелках топка также равномерно заполнена ярко-желтым факелом, доходящим почти до ширмового пароперегревателя.

Такой растянутый процесс горения (при испытанных горелках) должен был характеризоваться снижением теплообмена в топке и, следовательно, увеличением теплосодержания в газах, поступающих в пароперегреватель. Действительно, это и было обнаружено в опытах. Температура перегрева пара при переходе с пыли на газ, как обычно, не упала, а наоборот увеличилась на 15° С при чистых зкранных поверхностях, в связи с этим отмечается, что максимальный расход конденсата на впрыск, доведенный до 12,5 т/ч, был недостаточен для снижения перегрева на рекомендуемые 50° С. При сжигании газа после работы котла на пыли температура на выходе из топки увеличивается примерно на 110° С.

Для улучшения организации процесса сжигания целесообразно в этом и в подобных случаях пересчитать горелки с неудачным распределением газа в воздухе, как это сделал Б. Г. Синякевич [158]. При улучшенном распределении газа в горелках факел заполнит топку не выше уровня последних, теплообмен в топке возрастет и температура перегрева пара снизится. Если она снизится ниже желаемой, то внесением неравномерности распределения газа по горелкам ее всегда можно будет поднять до необходимой.

В рабочем порядке исправить положение можно, разместив отверстия в два ряда. Первый ряд, например, под углом 75° (отверстия большего

размера 10—12 мм) и второй ряд под углом 45° (отверстия 7—8 мм), т. е. выполнить горелку по расчету (см. гл. 5).

Представляет интерес рассмотреть некоторые вопросы теплообмена в топке. Так, в работе [46] в 15 опытах (I серия) паропроизводительность котла изменялась от 120 до 170 т/ч при $\alpha_t = 1,15$, а при производительности 170 т/ч коэффициент избытка изменялся от 1,0 до 1,27. С увеличением избытка воздуха температура в конце топочной камеры падала от 1090 до 1020° С. Это свидетельствует о том, что зависимость перегрева от избытка воздуха в этой серии опытов меньше, чем ожидалось по расчету [124].

Авторы [46] это объясняют тем, что при меньшем расходе воздуха через горелку ухудшается перемешивание его с газом, в связи с чем горение затягивается, уровень температуры в нижней части топки снижается и теплоотдача ухудшается. Нам представляется это объяснение правильным, только вместо слова «перемешивание» следует поставить «распределение» газа в воздухе. В этих горелках с вынесенными газовыми потоками смещение происходит в основном в объеме топки. Так как газораспределение в этих горелках недостаточное (они сконструированы не по расчету), то чем меньше избыток воздуха, тем больше влияние недостатков газораспределения; следовательно, и здесь можно было ожидать растянутый факел, полученный в [33] и [59].

Естественно, что с увеличением неравномерности в подаче воздуха по горелкам также наблюдалось уменьшение теплообмена в топке из-за растянутого факела.

По сравнению с расчетом по нормам [124] теплоотдача при сжигании газа несветящимся пламенем оказалась даже в таком растянутом факеле более интенсивной. При номинальной нагрузке и $\alpha_t = 1,15$ температура на выходе из топки была ниже расчетной на 100° С. Это расхождение увеличилось до 120° С при увеличении избытка до 1,27 и снизилось до нуля при уменьшении нагрузки до 120 т/ч и избытке воздуха до 1,13.

Замена горелок ТКЗ на горелки Мосэнергопроекта не привела к изменению теплоотдачи в топке. Суммарное тепловосприятие в топке, при номинальной нагрузке котла, осталось прежним, несмотря на резкое изменение вида факела. Авторы [46] объясняют это уменьшением теплообмена в нижней части топки вследствие затягивания горения, вызванного ухудшенным перемешиванием газа с воздухом.

Следовательно, из проведенных опытов можно сделать вывод, что светящийся факел не передает больше тепла в топке паровых котлов, чем несветящийся, в этом читатель еще убедится и на работе газомазутных топок. Объясняется это большой разностью температур между ядром факела и сравнительно холодными стенками экранных труб, что и является определяющим для передачи тепла в топке. На передачу тепла, в частности, пароперегревателю могут оказывать большое влияние, например, длина факела, избыток воздуха и др. Работы С. Н. Шорина и его учеников [172, 192, 193] впервые обратили на это внимание. Было также установлено, что существенное влияние на теплообмен оказывает

загрязнение экранных поверхностей при работе котла на пыли, даже после обмывки экранов при сжигании газа температура в конце топки увеличилась только примерно на 100° С. В работе [46] делается вывод, что при проектировании котельных агрегатов, работающих попеременно на пыли и на газе, перегреватель и регулятор перегрева должны выбираться с учетом возможности работы котла при различном состоянии экранных поверхностей.

Работы [33, 46, 59] позволяют сделать общий вывод: неравномерность в подаче воздуха или газа по горелкам может незначительно сказываться на полноте сгорания газа только в топках с низким теплонапряжением или с повышенными смесительными характеристиками (циклонные, тангенциальные или топки с пересекающимися струями и т. п.). В топках с фронтальной компоновкой горелок это возможно только за счет повышения коэффициента избытка воздуха, да и то в ограниченных пределах и не во всех топках. Если, например, котел небольшой (паропроизводительность 30—70 т/ч), но имеет высокое теплонапряжение, то в нем добиться полного сжигания можно только путем создания совершенных горелок, сконструированных по расчету. Поэтому неудивительно, что на котле «Бабкок-Верке» производительностью 40 т/ч, с тепловым напряжением топки $230 \cdot 10^3$ ккал/м³·ч с пылегазовыми прямоточными горелками было достигнуто полное сжигание газа при критическом значении коэффициента избытка воздуха 1,16. Естественно, что коэффициент избытка воздуха увеличится, если еще создать неравномерность в распределении воздуха или газа по горелкам. И, наоборот, в этом же котле не составит труда обеспечить полное сжигание газа, если в горелки внести простые изменения в газораспределение на основе расчета.

В связи с этим в современных, особенно в мощных, топках для обеспечения экономичного сжигания (полное сжигание газа при малых избытках воздуха) требуются установка мощных горелок с индивидуальными подводами воздуха к каждой из них и расчетное распределение газа по потоку воздуха в сечении горелок.

Что касается влияния неравномерности раздачи воздуха по горелкам на теплообмен в топках, то оно остается. Чем меньше избыток воздуха и больше неравномерность по горелкам, тем больше растянется факел и тем выше будет температура перегрева пара. И, наоборот, чем лучше распределение газа в воздухе по сечению горелки и чем меньше коэффициент избытка воздуха ($\alpha_t = 1,02 \div 1,05$), тем выше теплообмен в топке, ниже расхождение в температуре перегрева пара при работе котла на разных топливах и экономичнее котел (меньше расходы энергии на тягу и дутье, при прочих равных условиях).

Газомазутные горелки

В системе Азэнерго проведены испытания различных конструкций горелок на котлах производительностью до 200 т/ч [98]. Не сравнивая экономические показатели испытанных горелок, так как анализ газов

выполнялся на аппарате ВТИ-2, целесообразно кратко охарактеризовать работу котлов по внешним признакам организаций топочных процессов.

На котле «Бабкок-Вилькокс» производительностью 120 т/ч (теплота сгорания топлива 300·10³ ккал/м³·ч) были установлены горелки весьма простой конструкции. Горелки располагались на фронтальной стене котла, не имели раструбов, пережимов, и газ из центрального насадка выходил через радиальные щели со скоростью 20 м/сек. Низкая выходная скорость газа и малый зазор между газовыпускными щелями приводили к слиянию газовых струй сразу по выходе из насадка. Это же вызывало и обгорание горелок, так как пламя образовывалось непосредственно на кромке горелки. При этом горение газа в топке происходило в плотном светящемся факеле, достигающем до кипятильного пучка и пароперегревателя. Неудивительно, что эти горелки обладали очень низкими ($q_g = 5 \div 1,8\%$ при $\alpha''_{п.п} = 1,1 \div 1,2$) показателями по сжиганию газа.

На том же котле «Бабкок-Вилькокс» были установлены лопаточные горелки с центральной подачей газа (скорость 70 м/сек) при тангенциальном вводе газа в закрученный поток воздуха. Такая организация подачи газа из близко расположенных газовыпускных отверстий (щелей) также не исключает слияния струй и препятствует заглублению их в воздушный поток.

Неудивительно поэтому, что показатели этой горелки мало отличаются от только что рассмотренной.

Один котел был оборудован горелками БПК (конструкция инж. Радченко), установленными на фронтальной стене топки. Горелки представляют интерес для практики сжигания газа, так как позволяют сжигать газ под небольшим давлением в магистрали 0,05—0,1 кг/см², имеют небольшое сопротивление по воздуху (50—60 мм вод. ст. при производительности 2500—3000 м³/ч) и свободно допускают регулирование длины и светимости факела. Кроме того, при существующих размерах горелок БПК легко увеличить их производительность до 4000 м³/ч путем увеличения перед ними давления воздуха и газа.

Газомазутные горелки с центральной подачей газа

Установленные в системе Азэнерго газомазутные котлы высокого давления ТГМ-84 и ТГМ-94 производительностью 420 и 500 т/ч были оборудованы комбинированными вихревыми газомазутными горелками ТКЗ с центральной подачей газа.

В первом варианте горелки (рис. 2.68) на центральной трубе имела тарельчатая заслонка. Крайнее левое ее положение соответствовало открытию канала для прохода воздуха, правое — закрытию. В промежуточных положениях в работу можно было вводить часть сечения регистра и тем самым сохранять тангенциальную составляющую скорости закручивания при малых нагрузках. К достоинствам описанной конструкции относится возможность размещать регистры в общем коробе воздуха, что существенно упрощает компоновку котла. В эксплуатации чугунная та-

рельчатая заслонка, весящая 100 кг, часто заедала на несущей ее трубе или задевала за внутренние кромки регистра. В процессе дальнейшего усовершенствования котлоагрегатов горелки были снабжены индивидуальными подводами воздуха. Это позволило отказаться от тарельчатых заслонок, заменить их створчатыми, установленными на подводящих коробах.

В настоящее время на котлах ТГМ-84 и ТГМ-94 устанавливаются газомазутные вихревые горелки ТКЗ (рис. 2.69) производительностью по 1650 м³/ч газа при скорости его истечения 70 м/сек.

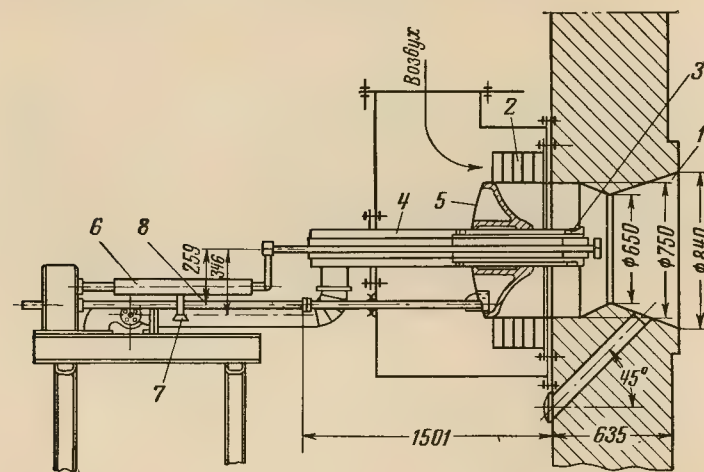


Рис. 2.68. Газомазутная горелка ТКЗ с приводом.

1 — амбразура; 2 — регистр; 3 — выход газа; 4 — газовый канал; 5 — заслонка; 6 — привод (золотниковый); 7 — подвод пара для продувки форсунок; 8 — подвод мазута.

Горелки располагаются на фронтальной стене топки по шесть штук в четыре яруса по высоте. Закручивание воздуха в этих горелках осуществляется регистром. Внутренний диаметр регистра несколько больше диаметра амбразуры, что ослабляет его прямой обогрев и уменьшает коробление. Лопатки регистра плоские неподвижные. Проточная часть горелки разделена на четыре самостоятельных регистра.

Анализ конструкции этих горелок (см. развертку насадок) показывает, что они выбраны, исходя из обеспечения заданного расхода, но не соответствуют принципу организации процесса распределения газовых струй в устье [70—73]. Во-первых, приняты отверстия одного размера, во-вторых, шаг между отверстиями в ряду мал и не позволяет струям развиваться без слияния с соседними, в-третьих, вместо двух рядов в одном насадке принято три ряда в одном насадке и четыре ряда в другом. Теоретически это должно характеризовать работу горелок следующим

образом: при малых избытках воздуха из-за плохого распределения топлива по сечению горелки горение в топке будет растянутым; несмотря на сравнительно небольшое теплонапряжение топки ($180\,000\text{ ккал/м}^3\cdot\text{ч}$), возможно, в ней и не удастся полностью сжечь газ при низких коэффициен-

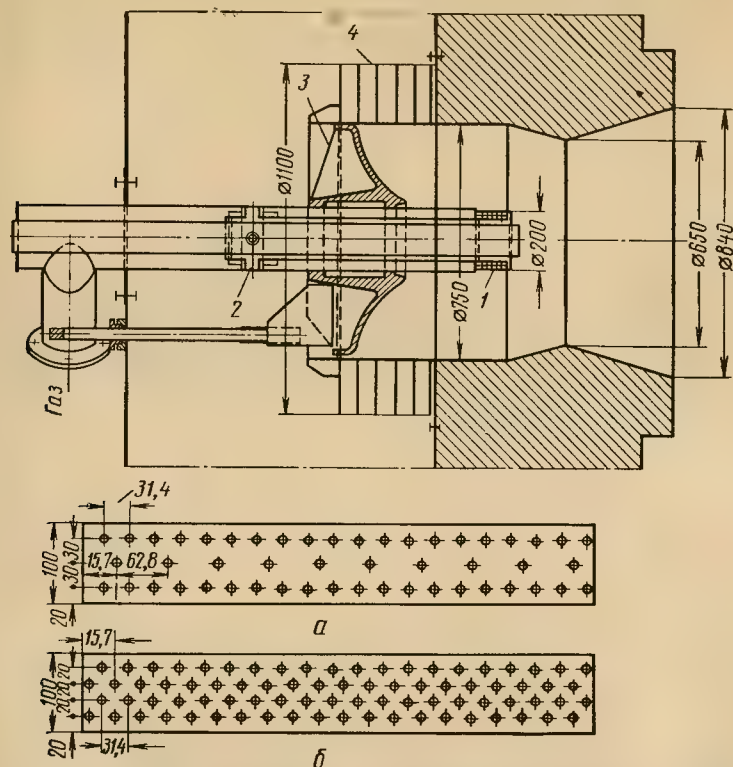


Рис. 2.69. Комбинированная газомазутная вихревая горелка ТКЗ с центральной подачей газа для котлов ТГМ-84, ТГМ-94.

1 — насадок; 2 — вход охлаждающего воздуха; 3 — заслонка; 4 — регистр; а — развертка насадки для котлов ТГМ-84; б — то же, для котлов ТГМ-94.

тах избытка воздуха; при переводе котла на режим сжигания газа температура перегрева пара должна резко увеличиться.

В результате испытаний работы котлов ТГМ-84 на газе, выполненных сотрудниками южного отделения ОРГРЭС Б. Г. Синякевичем [158], Ю. П. Павлив, Р. П. Дзедзиком и др. [129], было установлено:

в период освоения работы котлов на газе максимальная производительность котла по условиям перегрева составляла только 360 т/ч при

температуре питательной воды 160°С . В работе находилось 10—12 горелок двух нижних ярусов;

включение горелок третьего яруса вызывало недопустимое повышение температуры перегрева пара;

горелки создавали дальнобойный факел соломенного цвета, который достигал задней стенки топки и поднимался вдоль нее вверх в область ширмового пароперегревателя. Горение растягивалось на весь объем топки аналогично случаям в работах [33, 46, 59] и др.;

попытки исследователей [129] изменить характер горения газа в топке режимными мероприятиями не удались;

добиться режима без следов химической неполноты сгорания не удалось. Даже при тщательно наложенном режиме появился так называемый «остаточный» недожог, величина которого при оптимальном избытке воздуха ($\alpha_{\text{т}} = 1,05 \div 1,07$) и наиболее выгодном размещении работающих горелок составляла $0,05\text{—}0,2\%$ [129];

при нагрузке 290 т/ч на десяти горелках первого и второго ярусов замена двух средних горелок второго яруса на крайние, размещенные у боковых экранов, привела к увеличению неполноты сгорания от $0,1$ до $0,5\%$;

температура перегрева пара была очень чувствительна к изменению избытка воздуха, особенно при $\alpha_{\text{т.п}} < 1,2$. В интервале значений коэффициента избытка воздуха за пароперегревателем $1,05\text{—}1,2$ уменьшение избытка воздуха в топке на 5% вызывало приrost температуры перегретого пара на $12\text{—}15^\circ\text{С}$;

в работе [129] отмечается, что из-за горения газа во всем объеме топки и части газохода режим работы котла был излишне чувствителен к неравномерному распределению газа и воздуха по горелкам, к изменению схемы включенных горелок по ярусам и их количества и к изменению избытка воздуха.

Для улучшения условий эксплуатации этих котлов и повышения нагрузки была применена реконструкция горелок по методу автора (см. гл. 6).

На котлах ТГМ-94 с этими горелками встретились с аналогичной картиной. В связи с этим в насадки горелок ТКЗ повсеместно вносятся изменения с целью улучшения распределения газа по сечению горелки. Так, на последнем из испытанных под руководством М. Т. Крука котлов ТГМ-94 наконечник имел уже только три ряда отверстий, хотя все еще одного малого размера (10 мм). Скорость истечения газа в зависимости от нагрузки изменялась от 100 до 150 м/сек . Приведенная температура первичного пара находилась на уровне $630\text{—}610^\circ\text{С}$. Для поддержания нормальной температуры пара на впрыск подавалось от 20 до 53 т/ч конденсата. Сжигание газа обеспечивалось полностью при критических коэффициентах избытка воздуха $1,03\text{—}1,06$ в интервале нагрузок $200\text{—}515\text{ т/ч}$. Следует учесть, что на этом котле была сделана реконструкция по снижению тепловосприятия первичного пароперегревателя и увеличению производительности конденсатной установки котла.

Существовало мнение, что для соблюдения заданной температуры перегрева пара в газомазутном котле при переходе на газ необходимо его сжигать в светящемся факеле. В опытах на котлах ТГМ-84 и ТГМ-94 и других котлах, особенно в системе Азэнерго [50], это не подтвердилось. Можно сделать предварительный вывод, что при сжигании газа в несветящемся факеле легче выдерживать параметры на мазутном котле; при коротком несветящемся факеле в газомазутной топке (с повышенным теплонпряжением) также легче добиться отсутствия неполноты сгорания при малых избытках воздуха.

Выше уже отмечалось, что существует расхождение взглядов на конструктивное выполнение газовой части газомазутных горелок. На основании результатов промышленных испытаний паровых котлов электростанций с различными типами газогорелочных устройств в ЦКТИ [134] было принято мнение, что наиболее экономичными (при правильном конструировании) можно считать периферийные, менее экономичными — центральные с внутренним, а затем центральные с внешним смесеобразованием. Последние, как менее экономичные и наиболее трудно поддающиеся расчету, не рекомендовались для широкого внедрения.

Исходя из этого, авторы [134] предложили для мощных котлов конструкции горелок только с периферийной подачей газа.

Нельзя согласиться с тем, что при правильном конструировании, на основе расчета невозможно создать хорошо работающую газомазутную горелку с центральной подачей газа. Нам представляется, что путь конструирования газомазутных горелок с центральной подачей газа, принятый ТКЗ, совершенно правильный. Практика подтвердила это положение. Как будет показано ниже, Б. Г. Синякевич применил метод расчета [72] и успешно усовершенствовал горелки ТКЗ для котлов серии ТГМ [158].

Создание мощных горелок только с центральной подачей газа и индивидуальным подводом воздуха является, на наш взгляд, наиболее правильным путем. Поэтому можно высказать предположение, что в ближайшие годы котлостроительные заводы для мощных котлов будут применять газомазутные горелки только с центральной подачей газа, как наиболее надежные.

Газомазутные вихревые горелки с периферийной подачей газа

Особенностями газомазутной горелки ЦКТИ с периферийной подачей газа (рис. 2.70) для мощных котлов являются организация крутки всего воздуха в горелке с помощью лопаточного регистра осевого типа, снабженного пластинчатыми профилированными неподвижными лопатками, и система периферийной выдачи газа в глубине амбразуры через круглую (кольцевой формы) газораспределительную камеру с двумя рядами газовыпускных отверстий одного размера (6 или 7 мм). Воздушный тракт горелки, включая и ее воздухозакручивающий аппарат, разделен на две зоны, которые в области регистра делят последний на два концен-

трических канала — центральный и периферийный. Имеется возможность отдельного плавного регулирования подачи воздуха по каждому из них. Специальные цилиндрические и конические обечайки, приваренные к газораспределительной камере, вместе с прикрывающим камеру извне цельносварным наружным кожухом горелки должны предохранять просачивание газа в обмуровку, окружающую горелку. Амбразура имеет расширение в топку под углом в $40-45^\circ$.

Единичная производительность горелок ЦКТИ составляет от 500 до 6000 кг/ч по мазуту (от 500 до 7000 м³/ч).

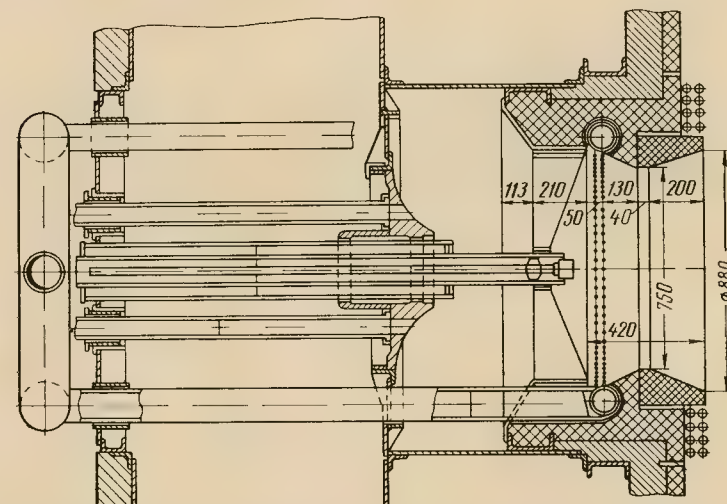


Рис. 2.70. Газомазутная вихревая горелка ЦКТИ с периферийной подачей газа в амбразуру для мощных газомазутных котлов.

Газомазутная вихревая горелка ЗиО с периферийной подачей газа для мощных котлов ПК-38 и ПК-47 (рис. 2.74) имеет в отличие от горелки ЦКТИ выдачу газа через отверстия двух размеров — малого и большого (в соответствии с рекомендациями [72]).

Главными принципиальными особенностями горелок ЗиО являются: крутка всего воздуха в горелке с помощью лопаточного регистра тангенциального типа (с плоскими лопатками, неподвижно установленными под углом $55-60^\circ$ к радиусу); периферийная выдача газа через кольцевую круговую газораспределительную камеру с приваренными газовыпускными трубками разного диаметра, подразделения воздушного тракта горелки на две зоны. Амбразура с пережимом и расширением в сторону топки под суммарным углом $20-30^\circ$.

Регулирование раздачи воздуха по зонам (центральной или периферийной) производится отдельными поворотными заслонками, установленными в корпусе горелки на входе воздуха.

Производительность горелки ЗиО по мазуту составляет 4500 кг/ч, на газе горелка обеспечивает ту же производительность по теплу. Слабым местом горелки являются газовые камеры, помещенные в обмуровку, и особенно места приварки к ним трубок. Для повышения надежности камеры от выгорания следовало бы отказаться от патрубков и выполнить газовую камеру овальной формы с перегородкой, как, например, в горелке, показанной на рис. 2.56.*

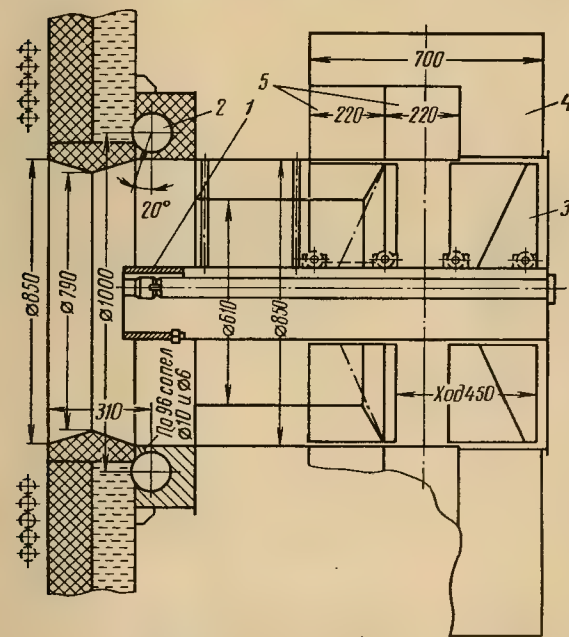


Рис. 2.71. Газомазутная вихревая горелка ЗиО с периферийной подачей газа для котлов ПК-38 и ПК-47.

1 — мазутная форсунка; 2 — газовый коллектор; 3 — передвижная цилиндрическая заслонка; 4 — короб горячего воздуха; 5 — кольцевые камеры с лопатками.

нередко как бы наматывается на ствол форсунки, в результате чего последняя перегревается с образованием отдулин. С периферии горелки газ выдвигается через систему двухрядных отверстий разного размера. В первом ряду 60 отверстий диаметром 7,5 мм, во втором ряду также 60 отверстий, но диаметром 5,0 мм. При столь большом заглублении газовой камеры для обеспечения равномерности распределения следовало бы выполнять отверстия размерами 7,0 и 14 мм, так как принятые диаметры отверстий явно недостаточны, чтобы при скорости газа 100 м/сек обеспечить равномерность его распределения по сечению горелки.

На рис. 2.73 приведена газомазутная вихревая горелка с периферий-

В мощных горелках желательно применять крупные отверстия двух размеров, например 8 и 16 мм, размещенные в два ряда в ближней к топке части газораспределительной камеры.

На рис. 2.72 приведена газомазутная вихревая горелка типа БКЗ с периферийной и центральной подачами газа. Для этого центральная труба выполнена с двойными стенками и газовыдающим насадком на конце. Подвод газа из периферийной газовой камеры. Комбинированный подвод газа запроектирован с целью более гибкого управления факелом. Горелка имеет осевой воздушозакручивающий лопаточный аппарат (регистр) и коническую амбразуру, по оси которой при работе образуется обратный вихрь. По наблюдениям А. К. Внукова [32], видимое пламя

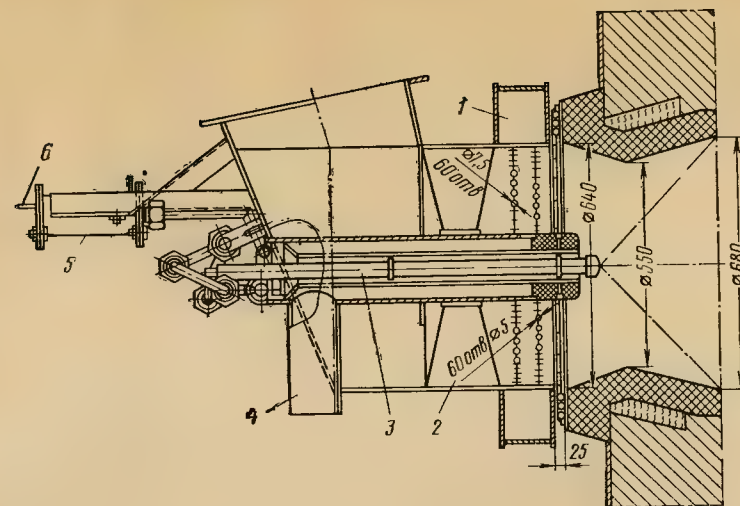


Рис. 2.72. Газомазутная горелка БКЗ с периферийной и центральной подачами газа.

1 — газовая камера периферийной подачи; 2 — регистр; 3 — форсунка; 4 — центральный подвод газа; 5 — пневмопривод; 6 — подвод сжатого воздуха.

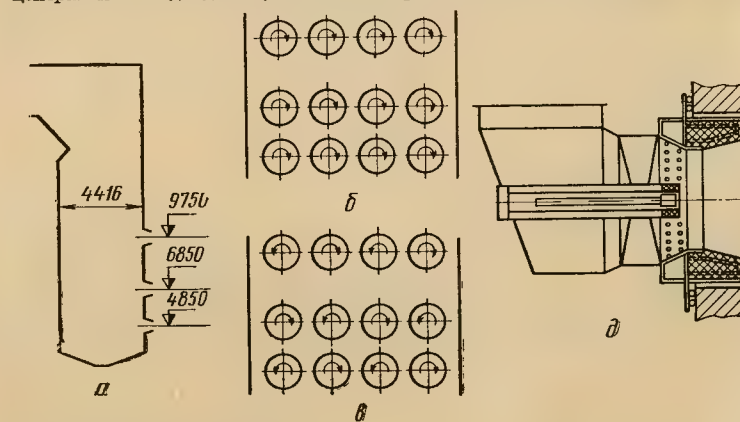


Рис. 2.73. Горелки котла БКЗ-160-100-ГМ и компоновка горелок с топочной камерой.

а — продольный разрез топочной камеры; б, в, г — соответственно существующее, рекомендованное ЦКТИ [134] и рекомендуемое автором направление крутки воздуха в горелках; д — газомазутная горелка после реконструкции.

ной подачей газа, расчетной производительностью по газу $1700 \text{ м}^3/\text{ч}$ и по мазуту $1450 \text{ кг}/\text{ч}$ для головного котлоагрегата БКЗ-160-100-ГМ и схемы направления вращения воздушного потока в регистрах.

Топочная камера котла полностью экранирована, размер в плане $4416 \times 7104 \text{ мм}$, объемом 419 м^3 имеет теплонапряжение $252 \times 10^3 \text{ ккал}/\text{м}^3 \cdot \text{ч}$. Понижение температуры перегрева пара до нормального уровня при работе на газе было достигнуто вырезкой 40% поверхности (одной половины петли) «холодного» пакета пароперегревателя и увеличением подачи конденсата на впрыск пароохладителя.

Испытания [135] показали, что конструкция топки и горелочных устройств после их наладки обеспечивает экономичную и надежную работу котла — химическая неполнота сгорания отсутствует при работе газа при $\alpha''_{\text{т.п}} \geq 1,02$ и на мазуте при $\alpha''_{\text{т.п}} \geq 1,05$. Измерения свидетельствуют о независимости полноты выгорания в топке на газе от величины видимого теплового напряжения топочного объема в пределах от 125 тыс. до 264 тыс. $\text{ккал}/\text{м}^3 \cdot \text{ч}$.

Оказалось, что критическое значение избытка воздуха в топке выше, чем за пароперегревателем, и составляет величину 1,06. В случае затягивания факела в ширмы пароперегревателя (при $\alpha''_{\text{т.п}} = 1,06$) там происходит интенсивное дожигание (2—3%) продуктов неполного горения [135].

Измерения показали, что зона обратных токов в амбразуре горелки не велика, начинается вне горелки и заканчивается в сечении пережима; опровержение факта затягивания топочных газов в горелку (что было отмечено, например, в работе [32]), возможно, объясняется в данном случае повышенными расходами воздуха и перегрузкой сечения амбразуры.

И на этом котле по условиям высокой температуры ширмового пароперегревателя и чрезмерному завышению конечной температуры перегрева пара недопустимо включение горелок третьего (верхнего) яруса. При работе на газе его паропроизводительность во всем диапазоне обеспечивается работой восьми горелок двух нижних ярусов. При этом с увеличением нагрузки котла свыше $130 \text{ т}/\text{ч}$ приходилось для устранения чрезмерного повышения температуры ширмового пароперегревателя (более 560°С при заданной $t''_{\text{т.п}} = 540^\circ \text{С}$) снижать местоположение зоны максимальных температур в топке разгрузкой крайних горелок второго яруса и перегрузкой горелок нижнего яруса. К сожалению, в работе не сообщается, что глубина проникновения струй в поток составляет $0,1 d_{\text{рег}}$ (где $d_{\text{рег}}$ — диаметр регистра). Глубина проникновения струй в поток воздуха в горелке явно недостаточна. Ее необходимо удвоить за счет сокращения числа отверстий и увеличения их размера (см. гл. 5, 6). При этом перемешивание газа с воздухом к устью несколько ухудшится, но, как уже это было обосновано выше, для процесса горения в факеле имеет значение распределение струй в устье горелки, а не величина качества смешения.

Из газомазутных горелок небольшой производительности с периферийной подачей газа на выходе из амбразуры приведем горелку ОГ (Орг-

энергогаз), сконструированную на базе мазутной форсунки воздушного распыливания системы Оргэнергонефти (рис. 2.74). В ней газ выходит по периферии горелки через 20 отверстий диаметром 8,5 мм. Производительность горелки $250 \text{ м}^3/\text{ч}$ природного газа.

При переходе на газ в этих горелках возникает часто сильный шум, причины которого различны, одну из них следует указать.

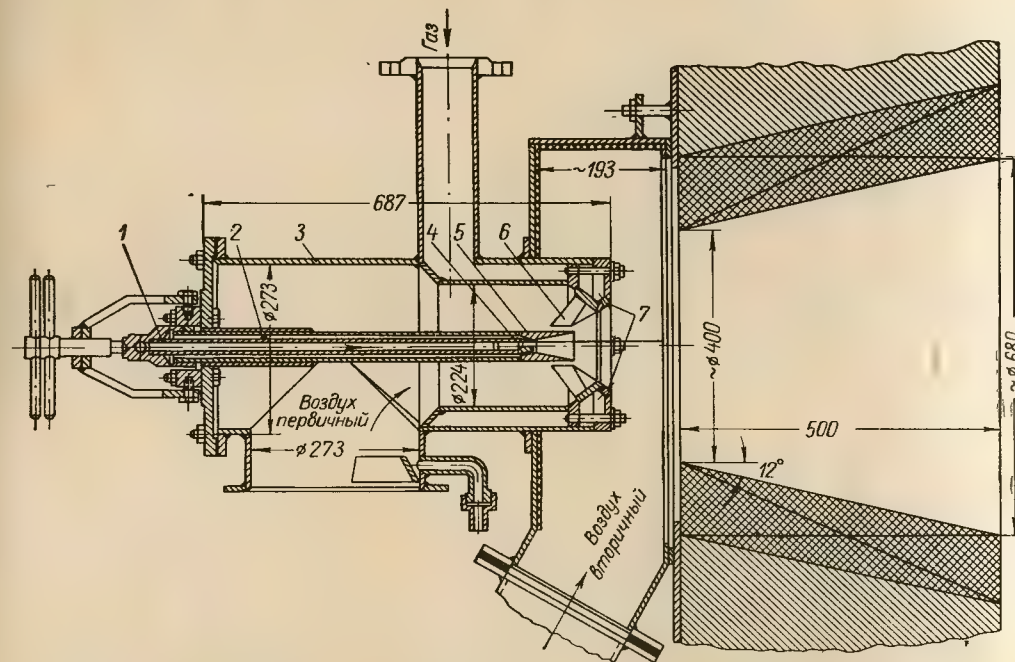


Рис. 2.74. Комбинированная газомазутная горелка конструкции Оргэнергонефть.

1 — подача мазута; 2 — подача пара; 3 — корпус горелки; 4 — наконечник; 5 — конус для распыла; 6 — лопасти завихрителя; 7 — газовыпускные отверстия.

Неравномерность распределения газа в воздухе при определенных условиях приводит к густому сажиному дыму, а неустойчивость воспламенения и непрерывно изменяющийся фронт горения — к хлопкам и пульсации в топке, а иногда и к вибрации.

Об устранении явления вибрации отопительных ланкаширских котлов, работающих на природном газе, можно, например, найти в работе А. К. Лыского [108]. Вибрация и большой шум наблюдались при работе горелок типа ЭПГ конструкции Энергопроекта (рис. 2.75). Полностью избавиться от шума и пульсации в топке удалось путем реконструкции горелки в вихревую горелку типа БПК, приведенную на рис. 2.76, имеющую лучшие смесеобразующие характеристики.

В основу конструкции этой горелки положен принцип проникновения мелких струй газа с периферии и с центра в закрученный поток воздуха. Для упрощения работ по изготовлению горелки диффузор с конфузором, входящий в обмуровку, сохранен без изменения. Заменен прямо-

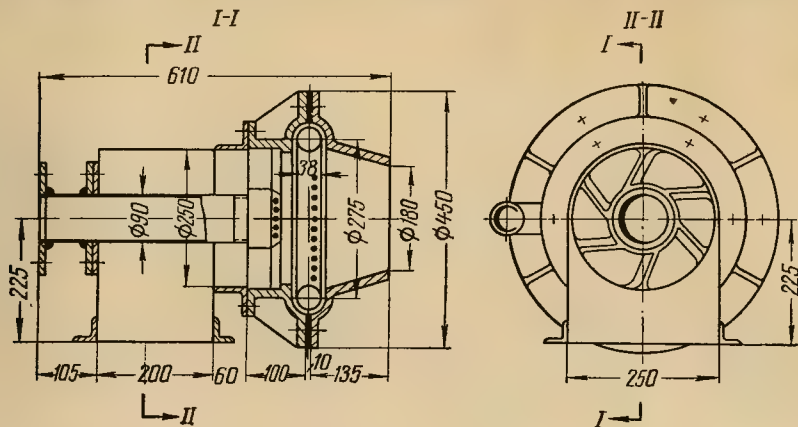


Рис. 2.75. Горелка Энергопроекта типа ЭПГ.

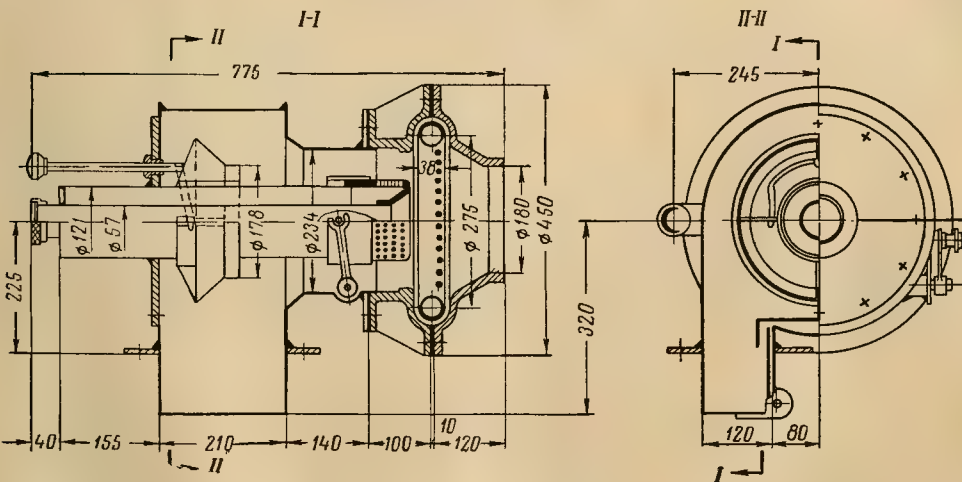


Рис. 2.76. Горелка типа БПК (реконструированная горелка типа ЭПГ).

точный подвод воздуха улиточным (как в горелке БПК) для более эффективного закручивания воздуха. В качестве камеры для периферийной подачи газа использовано существующее газовое кольцо.

В данной конструкции горелок предусмотрен подвод 40% газа к внешнему кольцу и 60% газа к внутренней центральной трубе (попутно отме-

тим, что еще лучше, если бы это соотношение было обратное: 60% к внешнему кольцу и 40% к внутреннему).

В подводящей улитке предусмотрен, как и в горелках БПК, язычковый шибер, позволяющий за счет изменения тангенциальной составляющей скорости удерживать факел на определенном расстоянии от устья горелки в широком диапазоне нагрузок.

Горелки были установлены на четырех ланкаширских котлах с поверхностью нагрева 120 м^2 каждый (по две горелки на котел) и опробованы в промышленных условиях.

С пуском в эксплуатацию этих горелок пульсация в топке, а следовательно, и вибрация котла прекратились. Длительная эксплуатация горелок подтвердила их надежную и бесшумную работу.

Возвращаясь к газомазутной горелке системы Оргэнергофть, можно сказать, что, по-видимому, нечто подобное имеет место и в ее работе на газовом режиме. По всей вероятности, недостатки смешения газа с воздухом у амбразуры приводят к неустойчивому фронту пламени, непрерывно меняющемуся по объему горения и сопровождающемуся хлопками, перемежающимися пульсациями и шумом.

При испытаниях горелки, проведенным Промэнергогазом в эксплуатационных условиях при сжигании смеси сланцевого газа с природным с теплотой сгорания $4500\text{--}4900 \text{ ккал/м}^3$, было выяснено, что горелка работает устойчиво при изменении давления газа от 10 до 100 кг/м^2 . Горелка чувствительна к распределению первичного и вторичного воздуха, которое зависит от состава сжигаемого газа. В данных опытах первичный воздух подавался в количестве 50—40% от необходимого для горения. При коэффициенте избытка воздуха за котлом 1,08 потеря тепла от химической неполноты сгорания достигала 11,4%, снижаясь до 2,1% (анализ газа проводился на приборе ВТИ-2) при избытке воздуха 1,15.

На основе представлений о механизме перемешивания газозвушных потоков имеется возможность рассмотреть пути улучшения смешения в горелке Оргэнергогаза.

Предполагается, что если на выходе из горелки по окружности радиусом примерно 47,5 мм вместо 20 отверстий сделать только 6 диаметром

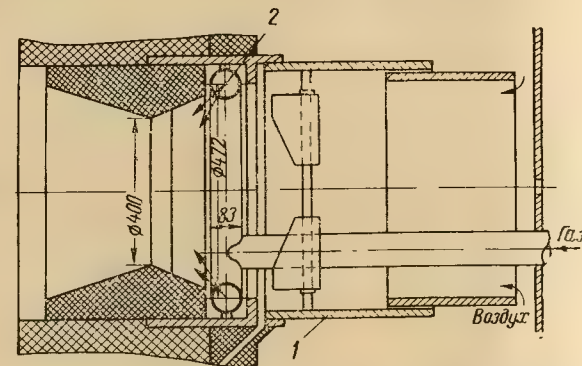


Рис. 2.77. Комбинированная газомазутная горелка с периферийной подачей газа в закрученный поток воздуха в амбразуре.

1 — шибер барабанного типа; 2 — газовая камера с отверстиями диаметром 4 мм в количестве 192 шт., размещенных в два ряда.

8,5 мм, задав выходную скорость газа приблизительно 86 м/сек вместо существующей 34 м/сек, то можно улучшить работу горелки на газе без ухудшения ее работы на мазуте.

Остановимся еще на одной газомазутной горелке, но уже с периферийной подачей газа в глубине амбразуры также в закрученный поток воздуха (рис. 2.77). Четыре такие горелки с периферийной подачей газа в глубине амбразуры установлены (с фронта в два ряда) на котле ТЦ-35, работающем на природном газе Дашавского месторождения. Кольцевая газовая камера имеет 192 отверстия диаметром 4 мм, которые расположены в два ряда под углами в 45 и 60° к горизонтальной оси. Производительность горелки по газу 750 м³/ч, расчетная выходная скорость газа из отверстий 86,5 м/сек.

Проведенные под руководством А. А. Авдеевой [4] опыты показали, что при коэффициенте избытка воздуха за пароперегревателем 1,07 потери тепла с химической неполнотой сгорания составили 2,5%, (определено на аппарате ВТИ-2), котел дымил, на задней стенке топки и поверхностях нагрева наблюдались отложения сажи. Факел был темно-красный, ударял в заднюю стенку. Середина топки факелом оставалась незаполненной. В этой горелке также нарушено распределение газа в воздухе. Из-за малого шага струи сливаются между собой. В эту горелку нетрудно на основании расчета внести небольшие изменения (число и размер отверстий), что должно привести к организации полного сжигания газа при малых избытках воздуха.

Глава 3

ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЗОВЫХ ГОРЕЛОК И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ НА АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ И ОГНЕВЫХ СТЕНДАХ

Исследованием газовых горелок и их элементов на аэродинамических стендах и в натуре впервые в нашей стране начали заниматься в лаборатории моделирования ЦКТИ [84, 86, 107, 111, 112] и других институтах в начале 30-х годов.

При проведении этих исследований был установлен ряд основных зависимостей между конструктивными параметрами горелки круглого сечения и ее характеристиками. Интерес представляют такие характеристики, как аэродинамическое сопротивление отдельных каналов горелки, равномерность распределения скорости потоков в устье, углы раскрытия факелов, размеры области, занятой возвратными токами в факеле и в сечении устья, дальность факелов, скоростные поля в различных сечениях в горелке и в факеле и другие.

Все установленные зависимости в отмеченных работах приводятся в обобщенных безразмерных величинах в соответствии с требованиями теории подобия; это позволяет широко использовать их для подобных или конструктивно близких устройств.

До сих пор еще нет строгой терминологии горелочных устройств и в разных проектных и эксплуатационных организациях одни и те же горелки называются по-разному. Выше было сказано, что горелки круглого сечения будем называть круглыми, такое название удобно только для отличия их от горелок прямоугольного сечения, называемых щелевыми. Однако следует различать горелки по более принципиальным показателям. В самом деле, круглые горелки могут иметь прямоточный поток воздуха и закрученный; при этом их характеристики и создаваемые горелками факелы резко различны. В связи с этим горелки с закрученным потоком воздуха часто ошибочно называют турбулентными горелками. Это название неправильно потому, что все горелочные устройства промышленных печей и топков работают при турбулентном режиме, в том числе и с прямоточным (незакрученным) потоком воздуха.

Р. Б. Ахмедов [11] предложил называть круглые горелки с закрученным потоком воздуха вихревыми. Нам представляется, что это название правильно отражает основную их характеристику, и поэтому будем придерживаться этого названия.

Соппротивление горелочного устройства далеко не всегда однозначно характеризует смесеобразующие его свойства. Наряду с полезными затратами, действительно расходуемыми на смесеобразование, а также способствующими равномерному распределению потока в устье, в горелке имеются такие потери энергии, которые не вызваны необходимостью улучшения ее работы и от которых необходимо избавляться (вредные затраты). Следует стремиться к созданию в горелках смесеобразования, обеспечивающего при минимальных затратах энергии и избытках воздуха полноту сжигания газа и факел пламени, удовлетворяющий требованиям технологии данной установки. Очень важно уметь управлять процессом смесеобразования, чтобы удовлетворять требованиям различных технологических установок.

Выше уже отмечалось, что в современных топках и печах процессы сжигания газа происходят при умеренных форсировках. Поэтому не требуется прибегать к усиленной интенсификации смешения в горелках применением устройств для закручивания воздуха, обладающих, как правило, повышенными сопротивлениями по сравнению с горелками с прямоточным потоком воздуха. Однако в связи с применением комбинированных горелок в топках паровых котлов вынужденно применяются газогорелочные устройства с закрученным воздушным потоком.

Соппротивление горелки характеризуется ее коэффициентом сопротивления ζ , который можно отнести к любому сечению горелки. При отнесении ζ к устью потеря напора относится к скоростному напору в живом сечении устья горелки, равному $\pi/4 (d^2 - d_0^2)$, где d — диаметр внешнего кольца канала вторичного воздуха в устье, а d_0 — диаметр внутреннего кольца того же канала в устье. Коэффициент сопротивления определяется по формуле

$$\zeta_y = \frac{2\Delta p}{\rho_v v_y^2} + \left(\frac{F_y}{F_n} \right)^2, \quad (3.1)$$

где Δp — разность статического давления в подводящем патрубке горелки и в атмосфере (в топке) в кГ/м^2 ; ρ_v — плотность воздуха в кГ/м^3 ; v_y — средняя расходная скорость в устье в м/сек ; F_y — площадь живого сечения устья в м^2 ; F_n — площадь живого сечения подводящего патрубка в м^2 .

Величина коэффициента гидравлического (аэродинамического) сопротивления зависит еще от равномерности скоростного поля на входе в горелку. Неравномерность скоростного поля вызывает повышение ζ . При исследовании моделей в лаборатории, как правило, соблюдаются условия, обеспечивающие ровное поле в подводящем патрубке. Как показали испытания горелок, проведенные нами в производственных условиях, где ровное скоростное поле выдержать не удается, коэффициент сопротивления ζ несколько повышается по сравнению со значениями, определенными в лабораторных условиях. Это связано также и с большей шероховатостью поверхности стенок натуральных горелок, в то время как их модели изготавливаются из гладкой жести.

Для расчета горелок в производственных условиях без специальных устройств, выравнивающих входные скоростные поля, можно принять коэффициенты сопротивления увеличенными на 25%.

В тех случаях, когда коэффициент сопротивления относили к скорости в подводящем патрубке, его рассчитывали соответственно по формуле

$$\zeta_n = \frac{2\Delta p}{\rho_v v_n^2} + 1, \quad (3.2)$$

где v_n — средняя расходная скорость в «живом» сечении подводящего патрубка.

Равномерность распределения скорости воздушного потока по окружности горелки в устье и создание больших углов раскрытия факелов могут быть обеспечены двумя различными способами: закручиванием потока и раздацией осевого прямоточного потока при помощи направляющих конусов (рассекателей). Угол раскрытия факела с некоторой поправкой соответствует углу направляющего конуса.

Известны четыре основных способа подвода воздуха в горловину вихревой горелки с целью его закрутки: тангенциальный простой (рис. 3.1, а); тангенциальный улиточный (рис. 3.1, б); тангенциальный лопаточный (рис. 3.1, в); осевой лопаточный (рис. 3.1, г).

Для организации осевого прямоточного потока могут использоваться два способа подвода: простой осевой подвод каналом постоянного сечения и осевой подвод из короба, назначение которого — погасить скоростную неравномерность при входе в горловину горелки. Все эти приемы подачи воздуха в горловину горелки широко используются на практике.

При всех приемах подачи все же остается некоторая неравномерность распределения скорости по выходному сечению горелки. Под скоростной неравномерностью в устье понимается отношение разности между максимальной и минимальной скоростями на окружности наибольших скоростей в устье к средней скорости на этой же окружности

$$\varepsilon = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v_{\text{ср}}}. \quad (3.3)$$

Угол раскрытия факела определялся двумя способами. Первый способ — измерение скоростных полей в факеле скоростной трубкой. По скоростным полям находились границы факела на данном расстоянии от устья. Второй способ — определение угла отклонения вектора скорости в устье от направления оси, измеренного транспортиром, снабженным флюгерком. Удвоенный угол отклонения вектора скорости в устье должен с известным приближением равняться углу раскрытия факела. При сравнении угла, определенного указанными способами, выяснилось, что угол, измеренный первым способом, был больше угла, определенного вторым способом. В связи с тем, что оболочка полого факела вблизи устья имеет тенденцию к сжатию, вызванному разрежением во внутренней области, за половину угла расхождения факела там, где это не оговаривается, принят угол $\alpha_{\text{ф}}$, определенный по скоростным полям.

Изменение скорости вдоль факела. Факел из вихревой горелки выходит с большим углом раскрытия и в первом приближении распространяется по поверхности гиперboloида, так как каждая элементарная струйка продолжает движение по касательной к спиральной.

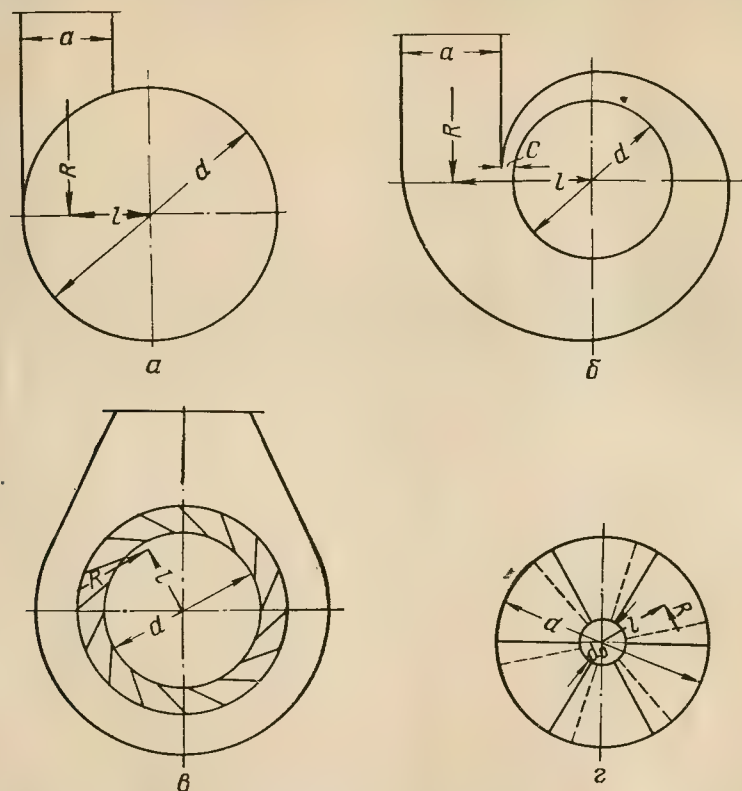


Рис. 3.1. Схемы подвода воздуха в горелку. а — простой тангенциальный; б — тангенциальный улиточный; в — тангенциальный лопаточный; г — осевой лопаточный.

линии в точке пересечения последней с плоскостью устья. При этом воздушный факел представляет собой постепенно уширяющуюся кольцевую пленку, имеющую разрежение в устье и обратные потоки по ее оси, направленные к горелке.

Следовательно, основной поток проходит узким сечением, прилегающим к периферии факела. Скорости вдоль факела измеряли в различных сечениях по четырем радиусам в каждом факеле; при этом находили окружность наибольших скоростей. Среднюю скорость на этой окружности принимали за максимальную скорость факела на данном расстоянии от устья $v_{\text{ср. max}}$. Затем эту скорость относили к средней скорости в устье $v_{\text{ср. у}}$.

Во всех случаях, когда изменение средней скорости вдоль факела относили к факелу, состоящему из двух компонентов (первичный и вторичный воздух), $v_{\text{ср. у}}$ рассчитывали как среднюю эквивалентную по количеству движения компонентов:

$$v_{\text{ср. у}} = \frac{\rho_1 v_1^2 f_1 + \rho_2 v_2^2 f_2}{\rho_1 v_1 f_1 + \rho_2 v_2 f_2}, \quad (3.4)$$

где v_1 — средняя величина вектора скорости в устье первичного воздуха; v_2 — средняя величина вектора скорости в устье вторичного воздуха; f_1 — сечение устья первичного воздуха; f_2 — сечение устья вторичного воздуха; ρ_1 и ρ_2 — плотности первичного и вторичного воздуха соответственно.

Изменение средних осевых скоростей факела в работах ЦКТИ везде представлено как функция относительного расстояния от устья

$$\frac{v_{\text{ср. max}}}{v_{\text{ср. у}}} = f\left(\frac{x}{d}\right),$$

где x — абсолютное расстояние данного сечения факела от устья; d — диаметр устья.

ПРОСТОЙ ТАНГЕНЦИАЛЬНЫЙ ПОДВОД

Простой тангенциальный подвод исследован с цилиндрическим, конусным и кольцевым устьями.

Устройство с цилиндрическим устьем состоит из полого цилиндра длиной l и диаметром d , в который подводится воздух по тангенциально расположенному к нему патрубку длиной b и шириной a , причем внешняя сторона патрубка является касательной к образующей цилиндра (рис. 3.2). Устройство исследовалось в свободном пространстве без ограничивающих область распространения факела стенок и без фронтальной стенки, которая, как показали дальнейшие опыты, в некоторых случаях существенно влияет на угол раскрытия и дальность факела.

В конструкции изменяли основные параметры: степень тангенциальности подвода в пределах $a/d = 1 \div 0,25$ (с интервалом через 0,25); длину тангенциального подвода в пределах $b/d = 1,5 \div 0,5$ (с интервалом через 0,5); длину цилиндрической полости в пределах $l/d = 0,5 \div 1,5$ (с интервалом через 0,5).

На рис. 3.2 приведены результаты первичной обработки опытных данных изменения наибольших скоростей по окружности (в устье и на различных расстояниях x/d в факеле), полученные в устройстве с простым тангенциальным подводом и полым цилиндрическим устьем при значениях конструктивных параметров $a/d = 0,25$, $b/d = 1,5$, при трех значениях l/d (0,5; 1,0 и 1,5).

По оси ординат отложена относительная скорость v/v_0 :

$$v_0 = \sqrt{v_{\text{пост}}^2 + v_{\text{танг}}^2}, \quad (3.5)$$

где $v_{\text{пост}}$ — средняя расходная скорость в устье (поступательная); $v_{\text{танг}}$ — средняя расходная скорость в подводящем патрубке (тангенциальная).

По оси абсцисс дана развертка окружности устья. Представленные кривые наглядно показывают зависимость скоростной неравномерности как в устье, так и на приведенных расстояниях от него.

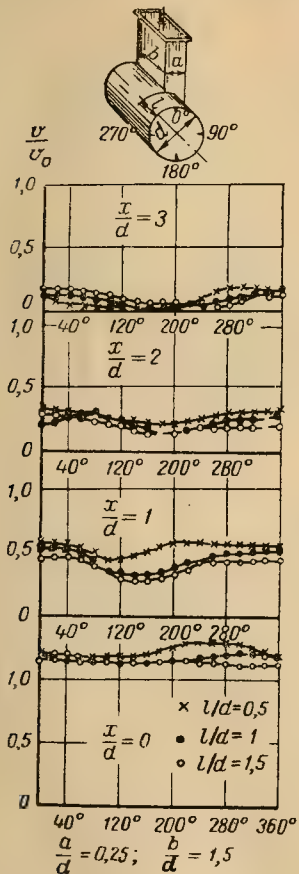


Рис. 3.2. Устройство с простым тангенциальным подводом и цилиндрическим устьем.

нас большой степени тангенциальности подвода ($a/d = 0,25$) увеличение длины цилиндрической полости слабо влияет на выравнивание поля скоростей.

Средние скорости вдоль факела значительно уменьшаются с увеличением степени тангенциальности, т. е. с уменьшением a/d (табл. 3.1).

Рассмотрим наиболее характерную нижнюю группу кривых, относящихся к устью. Скоростная неравномерность в устье, как показала обработка опытных данных, составляет 17%. Зависимость скоростной неравномерности от длины цилиндрической полости слабая, поэтому для выравнивания скоростей можно практически ограничиться отношением $l/d = 1$. Верхняя группа кривых относится к сечению на расстоянии трех калибров от устья.

Опыты показали, что увеличение длины тангенциального подвода отрицательно влияет на равномерность скоростей в устье и в факеле.

Изменение скоростей в устройствах с малой степенью тангенциальности (большие значения параметра $a/d = 0,5$ и $0,75$) характеризуется значительной неравномерностью, и эти устройства не представляют технического интереса.

Зависимость скоростной неравномерности в устье от основных конструктивных параметров устройства представлена на рис. 3.3.

Из рис. 3.3, а видно, что с увеличением параметра a/d (малая степень тангенциальности) увеличивается скоростная неравномерность. Существенно слабее влияние длины подвода b/d , являющейся параметром этого графика в интересующей нас области; при больших степенях тангенциальности ($a/d = 0,25$) оно едва заметно.

На рис. 3.3, б дана зависимость скоростной неравномерности от длины цилиндрической полости (l/d) при различных степенях тангенциальности подвода. Для интересующей

В табл. 3.1 приведены значения относительной длины факела, условно принятой за расстояние от устья, в калибрах устья горелки d , на котором $v_{\text{ср. max}}/v_{\text{ср. y}} = 0,2$. Так, в табл. 3.1 при значении параметров $a/d = 0,25$, $b/d = 1,5$ и $d_k/d = 1$, (где d_k — диаметр конуса устья) относительная длина факела равна двум калибрам устья. Если, например, устье

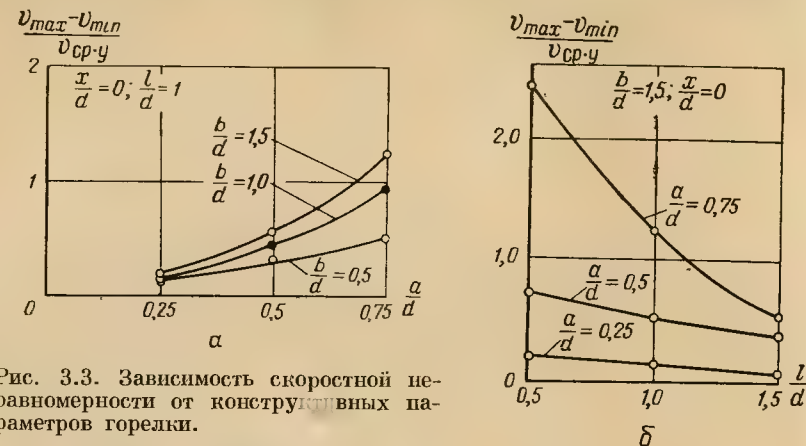


Рис. 3.3. Зависимость скоростной неравномерности от конструктивных параметров горелки.

a — от степени тангенциальности; b — от длины цилиндрической части.

имеет значение $0,5$ м, то длина факела (уже абсолютная) равна 1 м ($2 \times 0,5$ м = 1 м). Чем длиннее подвод, тем больше дальность факела (уменьшается угол раскрытия). Соответственно угол раскрытия факела уве-

Таблица 3.1
Относительная длина факела в зависимости от конструктивных параметров (при простом тангенциальном подводе ($l/d = 1$))

b/d	d_k/d	a/d		
		0,25	0,5	0,75
0,5	1,0	1,0	1,4	2,4
1,0	1,0	1,3	3,3	6
1,5	1,0	2,0	4,5	8
1,0	0,5	4,0	8,5	20

личивается с увеличением степени тангенциальности (т. е. с уменьшением a/d) и с уменьшением длины тангенциального подвода (b/d). Так, при $a/d = 0,25$ и $b/d = 1,0$ угол $\alpha_{\text{ф}} = 70^\circ$ (рис. 3.4).

Коэффициент сопротивления устройства, отнесенный к скоростному напору в патрубке, приведен на рис. 3.5. При таком способе подсчета

коэффициента сопротивления для значений $b/d = 0,5$ и $1,0$ ξ_n почти не зависит от степени тангенциальности, а при $b/d = 1,5$ ξ_n с уменьшением степени тангенциальности даже увеличивается.

При исследовании [157] простого тангенциального устройства с цилиндрическим устьем при значении $b = d$ изучалось разрежение Δp на

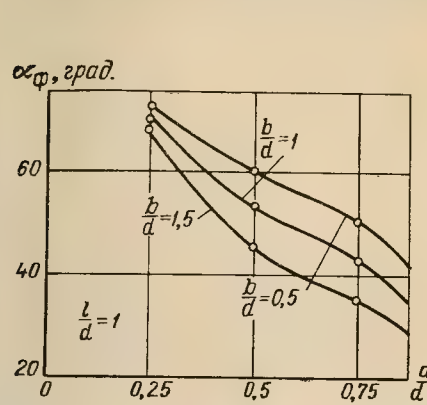


Рис. 3.4. Зависимость угла раскрытия факела от степени тангенциальности и длины тангенциального подвода.

оси цилиндрического канала в зависимости от средней приведенной к сечению скорости $w_{пр}^{ос}$ закрученного потока

$$w_{пр}^{ос} = \frac{V_{возд}}{3600\pi R^2}, \tag{3.6}$$

где $V_{возд}$ — расход воздуха.

Эта зависимость, построенная графически на рис. 3.6, имеет вид квадратичной параболы, проходящей через начало координат:

$$\Delta p = A (w_{пр}^{ос})^2, \tag{3.7}$$

Таблица 3.2
Значения коэффициентов A в уравнении (3.7)

Степень кривизны $n = ab/d^2$	Коэффициент A
0,200	2,20
0,250	2,00
0,350	1,22

мент воздушного потока относительно оси горелки, а следовательно, увеличивается и его закрутка, определяемая степенью тангенциальности a/d ; чем меньше a/d , тем больше закрутка и соответственно разрежение

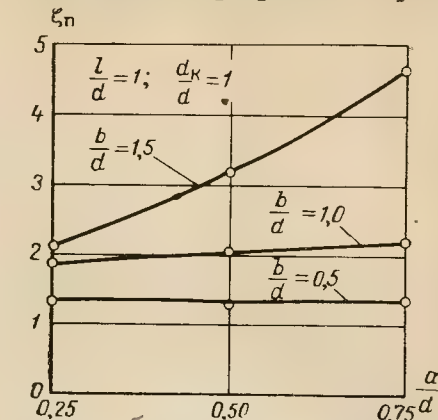


Рис. 3.5. Зависимость коэффициента сопротивления устройства от степени тангенциальности и длины тангенциального подвода.

где A — константа, зависящая от параметра ab/d^2 .

Значения A при $b = d$ приведены в табл. 3.2 для трех различных положений языкового шибера.

В случае пережима патрубка шиберам размера a принимается равным ширине, оставшейся для прохода воздуха. С уменьшением размера a и соответственно параметра $a'b/d^2$ и сохранением расхода увеличивается момент

в устье горелки. При постоянном расходе воздуха, соответствующем $w_{пр}^{ос} = 8,2$ м/сек, изменение тангенциальной скорости w_t путем изменения шибера размера a' и, следовательно, параметра $a'b/d$ с $0,35$ до $0,20$ приводило к увеличению разрежения на оси потока в устье с 78 до 149 кг/м². Параметр $a'b/d$ не однозначен параметру ab/d^2 улитки при полностью открытом шибере, хотя эти параметры численно равны.

Из приведенного на рис. 3.7 графика изменения разрежения на оси горелки в зависимости от расстояния от начала тангенциального подвода видно, что максимальное разрежение измерено на оси цилиндрического канала у задней стенки горелки и в направлении к устью наблюдается плавное уменьшение разрежения. Сравнение кривых 1 и 2 на рис. 3.7, полученных при одинаковом расходе, характеризует влияние степени тангенциальности a/d на разрежение в осевой области исследованного устройства.

Средние значения угла подъема потока по отношению к вертикали (табл. 3.3) с приближением к стенке увеличиваются.

При значении $ab/d^2 = 0,35$ угол потока у наружной стенки составлял $42-43^\circ$, на расстоянии $0,15-0,20R$ от стенки — $33-36^\circ$, на расстоянии $0,30-0,40R$ от стенки — $24-25^\circ$. Аналогичное изменение угла потока по радиусу происходит и при улиточном подводе воздуха.

На рис. 3.8 приведены значения осевых скоростей воздуха

$$w_{пр}^{ос} = v_b \sin \beta, \tag{3.8}$$

$$v_b = \frac{w_{пр}^{ос}}{\sin \beta},$$

где угол β принят по экспериментальным данным.

Приведенные осевые скорости имеют аналогичный характер с обратными скоростями в центральной части канала. Изменение расхода воздуха через горелку не влияет на размеры зоны обратных токов.

Таблица 3.3
Средний угол подъема потока по спирали при простом тангенциальном подводе воздуха

Показатели	ab/d^2		
	0,350	0,250	0,200
$\angle \beta_{ср}$	35	25	22
$\sin \beta_{ср}$	0,559	0,422	0,374

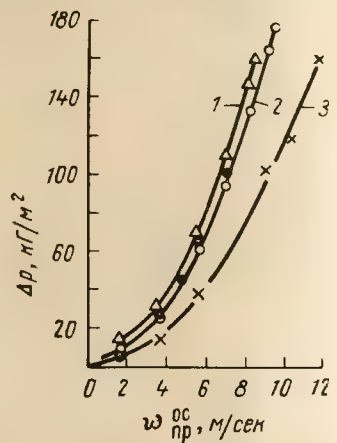


Рис. 3.6. Разрежение по оси цилиндрического канала при простом тангенциальном подводе.

1 — $ab/d^2 = 0,35$, $a/b = 0,35$; 2 — $a'/b = 0,25$; 3 — $a'/b = 0,20$.

Измерение распределения статического давления по сечению цилиндрического канала показывает, что свыше 70% площади сечения канала характеризуется наличием разрежения. Эта зона значительно превышает зону обратных токов, которая при исследованных значениях параметров составляла менее 50% площади устья.

Наличие зоны обратных токов в цилиндрическом канале горелки при сжигании газа является причиной втягивания фронта пламени в горелку, что приводит к сгоранию металлических частей горелок и амбразур.

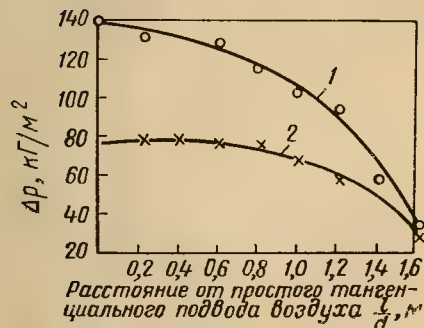


Рис. 3.7. Разрежение по оси закрученного воздушного потока в цилиндрическом канале Δp при простом тангенциальном подводе воздуха и $w_{пр}^{ос} = 8,2$ м/сек.

1 — $a'b/d^2 = 0,250$; 2 — $a'b/d^2 = 0,350$.

С целью устранения зоны обратных токов было проведено два мероприятия: ввод части необходимого для горения воздуха прямоточным (незакрученным) потоком через заднюю стенку горелки по оси цилиндрического канала и установка вставки с плоскими лопатками для выравнивания скоростей по сечению цилиндрического канала. Это способствовало значительному выравниванию полей скоростей и устранению зоны разрежения.

Исследования гидравлического сопротивления подтвердили известный факт, что простой тангенциальный подвод воздуха, отличающийся простотой изготовления и малыми габаритными размерами, характери-

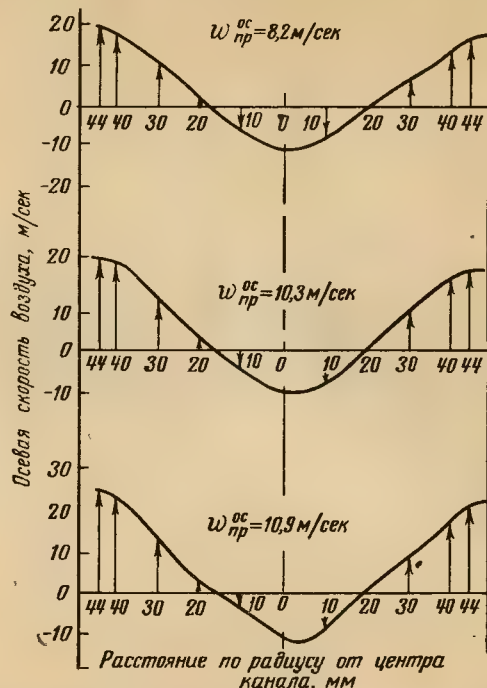


Рис. 3.8. Распределение осевых скоростей воздуха по радиусу в цилиндрическом канале при простом тангенциальном подводе и параметре $ab/a^2 = 0,350$.

зуется меньшим гидравлическим сопротивлением по сравнению, например, с улиточным.

В [157] отмечается, что при размерах патрубка $a = 0,35d$, $b = d$ ($a'b/d^2 = 0,35$) и приведенной скорости 10 м/сек (что соответствует скорости воздуха в подводящем патрубке 28,6 м/сек) потери давления при простом тангенциальном подводе составляли 38 кг/м², в то время как с улиточным тангенциальным подводом 109 кг/м².

Все же при таком сравнении необходимо учитывать степень скоростной неравномерности в устье, которая существенно больше в устройстве с простым тангенциальным подводом.

Результаты всех исследований показали:

устройство с простым тангенциальным подводом и цилиндрическим устьем создает удовлетворительное распределение потоков в устье при $a/d \leq 0,3$ и $b/d \leq 1$;

длина цилиндрической полости существенного влияния не оказывает и может выбираться, исходя из конструктивных соображений с учетом, что скоростная неравномерность несколько понижается с увеличением l/d ;

большую дальнобойность, меньшее сопротивление и малые углы раскрытия факела имеют горелки с вытянутой вдоль оси формой подводящего патрубка (большие значения b/d и соответственно большие значения a/d).

Устройство с конусным устьем характеризуется отношением диаметра конуса d_k (в самом узком сечении) к диаметру цилиндра d . Для него будет дополнительный конструктивный параметр — конусность устья d_k/d .

Опыты [111] показали, что применение конусного устья является эффективным конструктивным приемом воздействия на факел. Даже при конусности $d_k/d = 0,75$ и незначительной тангенциальности ($a/d = 0,75$) получается небольшая скоростная неравномерность в устье, а при полном отсутствии тангенциальности (ширина подводящего патрубка равна диаметру цилиндра: $a/d = 1$) и наличии одной лишь конусности устья обеспечивается довольно равномерное поле скоростей в устье.

Из рис. 3.9 видно, что при конусном устье степень тангенциальности уже не имеет существенного значения при равномерности потока на выходе. Особенно наглядно это видно из сравнения нижних кривых, относящихся к различной конусности устья ($d_k/d = 0,75$ и $d_k/d = 0,5$), и кривой

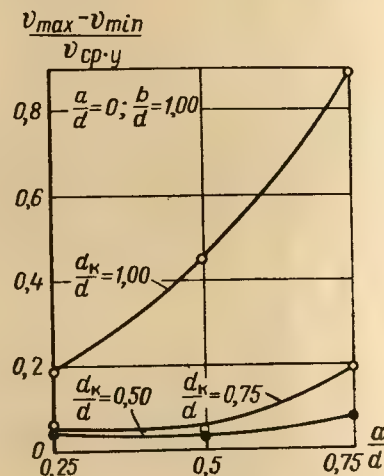


Рис. 3.9. Зависимость скоростной неравномерности от степени тангенциальности при конусном и цилиндрическом устьях.

скоростной неравномерности устройства с цилиндрическим устьем ($d_k/d = 1$), взятой из рассмотренного ранее рис. 3.3, а.

Угол раскрытия факела (рис. 3.10) при увеличении конусности устья несколько снижается. Так, при $a/d = 0,5$ увеличение конусности устья d_k/d от единицы до 0,5 снижает угол α_ϕ с 53 до 45°.

Небольшая конусность устья (до $d_k/d = 0,75$) оказывает незначительное влияние на дальность факела. Дальнейшее увеличение конусности (до $d_k/d = 0,5$) уже заметно увеличивает дальность факела (см. табл. 3.4). Если сравнить дальность факела при одинаковом значении параметра $a/d =$

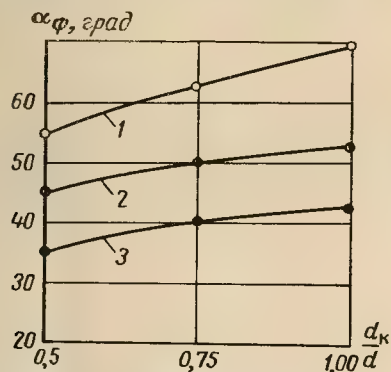


Рис. 3.10. Зависимость угла раскрытия факела от конусности устья при $b/d = 1$ и $l/d = 1$.

1 — $a/d = 0,25$; 2 — $a/d = 0,5$; 3 — $a/d = 0,75$.

$= 0,25$, но уже при конусности устья $d_k/d = 0,5$, то она будет равна 4 вместо прежнего значения 2, т. е. факел стал в 2 раза дальнотойнее.

Представляло интерес выяснить, как выравнивание скоростного поля в устье сказалось на сопротивлении устройству. Из сопоставления коэффициентов сопротивления на рис. 3.11 и на рис. 3.5 можно видеть, что сопротивление при конусном устье больше, чем при цилиндрическом. Так, при $a/d = 0,25$, $b/d = 1$, $l/d = 1$ и цилиндрическом устье $\zeta_n = 1,8$ при тех же условиях и конусности устья $d_k/d = 0,75$ $\zeta_n = 3,0$.

Еще больше увеличится коэффициент сопротивления при переходе к конусности устья $d_k/d = 0,5$.

Выводы.

1. Устройство с простым тангенциальным подводом и конусным устьем может обеспечить удовлетворительное распределение потоков в устье при меньшей степени тангенциальности (чем при цилиндрическом устье). Так, при значениях параметра $d_k/d = 0,75$, $a/d = 0,5$, $b/d = 1,0$

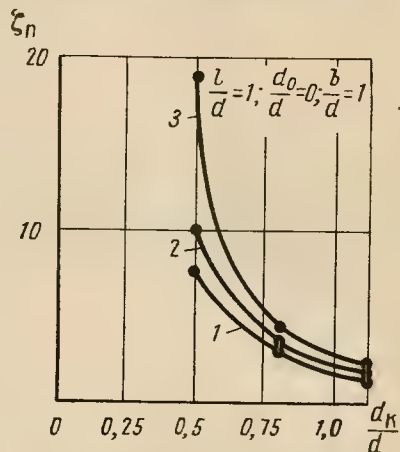
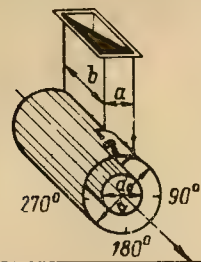


Рис. 3.11. Зависимость коэффициента сопротивления устройства от конусности устья.

1 — $a/d = 0,25$; 2 — $a/d = 0,5$; 3 — $a/d = 0,75$.

и $l/d = 1,0$ скоростная неравномерность в устье будет составлять примерно 6%.

2. Сопротивление устройства увеличится, так как при этих значениях параметров коэффициент сопротивления $\zeta_n = 3,5$, против $\zeta_n = 2$ для цилиндрического устья.



3. Относительная дальность факела будет составлять при данных значениях определяющих конструктивных параметров 5,2 против 3,3 при цилиндрическом устье.

4. Угол раскрытия факела уменьшится с 53 до 50° при переходе от цилиндрического на конусное устье.

Устройство с кольцевым устьем (рис. 3.12). В полуцилиндрическую часть введен внутренний цилиндр. Воздух входит в патрубок и выходит из кольцевой щели. Для устройства с полым устьем к основным конструктивным параметрам добавляется отношение внутреннего диаметра кольцевой щели к ее наружному диаметру d_o/d . В опытах этот параметр имел следующие значения: 0,5; 0,73 и 0,87.

На рис. 3.12 представлены опытные данные изменения скоростей

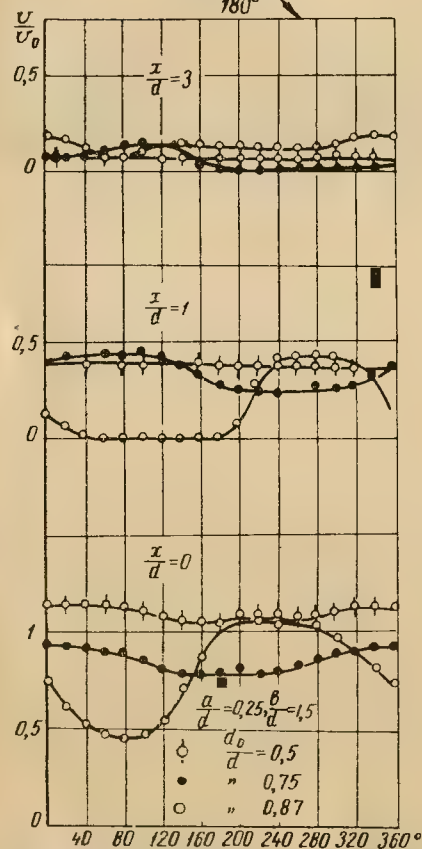


Рис. 3.12. Устройство с простым тангенциальным подводом и кольцевым устьем.

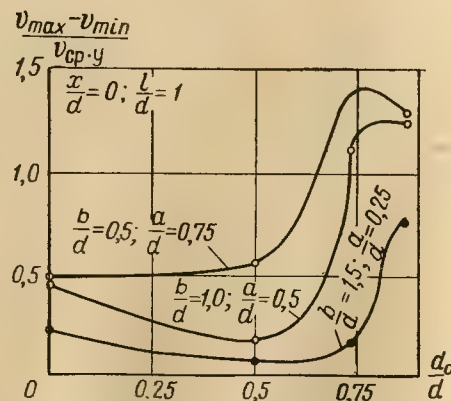


Рис. 3.13. Зависимость скоростной неравномерности от соотношения между внутренним и внешним диаметрами кольцевого устья d_o/d .

на окружности наибольших скоростей в устье и на различных от него расстояниях x/d при значении параметров $a/d = 0,25$ и $b/d = 1,5$. Сравнение кривых в каждом данном сечении характеризует влияние конструктивного параметра d_0/d . Так, например, при значении параметра $d_0/d = 0,5$ скорости в устье и в факеле уже достаточно выравнены. На рис. 3.13 скоростная неравномерность приведена в зависимости от d_0/d при различной тангенциальности и разных длинах подвода. Из графика видно, что при $a/d = 0,25$ и $0,5$ увеличение параметра d_0/d от нуля до $0,5$ благоприятно действует на выравнивание скоростей в устье. Так, скоростная

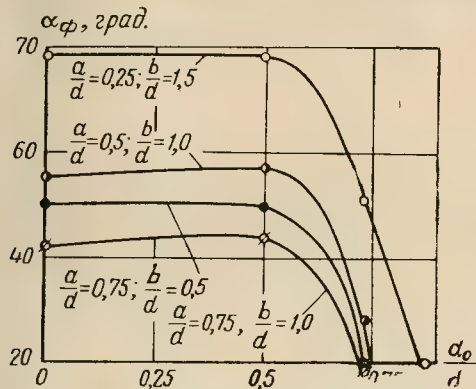


Рис. 3.14. Зависимость угла раскрытия факела устройства с кольцевым устьем от d_0/d .

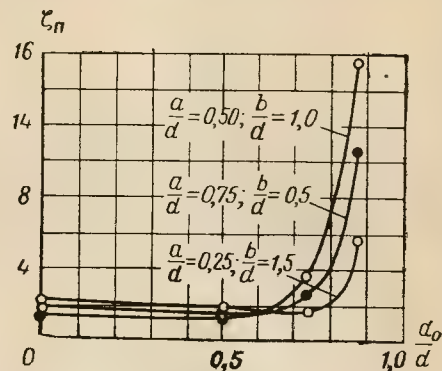


Рис. 3.15. Зависимость коэффициента сопротивления устройства с кольцевым устьем от d_0/d .

неравномерность уменьшается с $0,5$ до $0,2$ для устройства с параметром $a/d = 0,5$ и с $0,2$ до $0,08$ при значении $a/d = 0,25$. Дальнейшее увеличение d_0/d приводит уже к обратному действию: резко неравномерному распределению потока по сечению устья и в факеле. Связано это явление с большим сопротивлением узкой кольцевой щели (при больших значениях d_0/d). При этом входящий в узкую кольцевую щель закрученный поток неравномерно перестраивается на осевой. Это можно видеть на рис. 3.14, где в области значений d_0/d сверх $0,5$ угол раскрытия факела резко падает до 20° .

При значениях параметра d_0/d сверх $0,65\zeta_p$ резко увеличивается (рис. 3.15). То обстоятельство, что этот рост более резок для устройств с меньшей степенью тангенциальности ($a/d = 0,75$, а не $0,25$), объясняется лишь условностью отнесения величины ζ_p к скоростному напору в подводящем патрубке, а не в устье.

Из рис. 3.16, на котором нанесены в одном масштабе скоростные поля в трех продольных сечениях факела, видно, что значительная область по оси факела, примыкающая к устью горелки, не имеет поступательных скоростей. Здесь действует возвратный поток, созданный разрежением

на оси в устье горелки. Было установлено, что обратный поток в устройстве с кольцевым устьем затухает только на расстоянии трех с половиной диаметров от устья.

На основании исследований простого тангенциального подвода с цилиндрическим устьем можно сделать некоторые выводы:

при конструировании кольцевого устья параметр d_0/d не должен превышать $0,65$ при $a/d \leq 0,5$;

коэффициент сопротивления ζ_p из-за вставки в цилиндрическую полость не увеличивается, если отношение $d_0/d \leq 0,65$;

угол раскрытия факела при кольцевом устье не изменяется, если значение d_0/d находится в пределах от нуля до $0,5$;

при увеличении d_0/d до $0,65$ угол резко уменьшается при любых значениях остальных конструктивных параметров;

область, охваченная возвратным потоком, вследствие разрежения в устье мало зависит от параметра кольцевого устья в оптимальных пределах изменения d_0/d от нуля до $0,6$.

УЛИТЧНЫЙ ТАНГЕНЦИАЛЬНЫЙ ПОДВОД

Справедливо считается, что улиточный тангенциальный подвод (см. рис. 3.17) обеспечивает равномерное распределение скоростей по окружности устья горелки. На рис. 3.18 показана схема построения улитки вторичного воздуха. Основным принципом построения является улиточный канал равной скорости. Если принять равномерный выход потока из улитки в кольцевой канал по всей его окружности, то ширина канала улитки должна на протяжении этой окружности меняться от некоторого начального ее значения a до нуля. Промежуточные размеры и определяемую ими огибающую кривую получают следующим образом. Проводят внутреннюю окружность улитки, являющуюся наружной окружностью устья кольцевого канала. Радиусом, равным $1/6a$, проводят вспомогательную окружность, concentричную первой. Не изменяя угла раствора циркуля, вспомогательную окружность делят на шесть равных частей так, чтобы две засечки лежали на горизонтальном диаметре. Через каждые две соседние засечки проводят вспомогательные лучи; от засечки 6 к 1 (луч I), от 1 к 2 (луч II) и т. д. Из засечки 6 как центра проводят дугу (первый участок улитки) от точки пересечения луча VI с наружной стенкой подводящего патрубка до луча I. Остальные участки улитки проводят таким же способом. Ножку циркуля при этом переставляют каждый

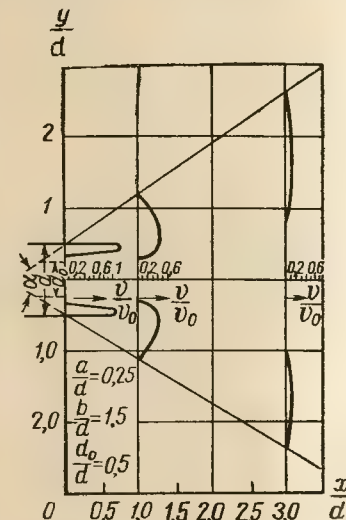


Рис. 3.16. Осевой разрез факела, выходящего из устройства с простым тангенциальным подводом и цилиндрическим устьем, при $d_0/d = 0,5$; $a/d = 0,25$ и $b/d = 1,5$.

раз на следующую засечку. Последний участок улитки между лучами V и VI заканчивается в точке касания внутренней стенки подводящего патрубка с внутренней окружностью улитки. Из построения видно, что лимитирующий габаритный размер улитки, если пренебречь толщиной материала, равен

$$G = 1,5a + d. \quad (3.9)$$

Имеются ли возможности для уменьшения габаритов улиточного подвода без ухудшения характеристик факела? Для этого изучались количественные зависимости аэродинамических характеристик от основных конструктивных параметров улиточного тангенциального подвода.

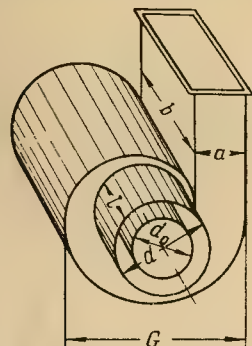


Рис. 3.17. Улиточный тангенциальный подвод с кольцевым устьем.

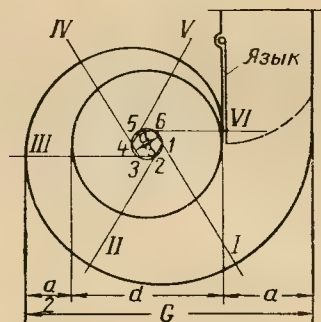


Рис. 3.18. Схема построения улитки.

Исследования проводились в лаборатории ЦКТИ [111, 112] на моделях размером $1/5$ от натуральных. Модель горелки системы ТКЗ-ЦКТИ (рис. 3.19) имеет две улитки: одну для подвода вторичного воздуха, а другую для первичного воздуха с совпадающим направлением вращения. Вначале опыты проводились с раздельной подачей компонентов. В то время как исследовался канал вторичного воздуха, полностью прекращалась подача первичного воздуха, и наоборот.

Горелка характеризуется следующими значениями определяющих конструктивных параметров канала вторичного воздуха: $ab/d^2 = 0,58$; $a/d = 0,72$; $b/d = 0,81$; $l/d = 0,78$; $a/b = 0,89$.

Из них основным изменяемым параметром является сечение подводящего патрубка F_n , изменяемое языковым шибром с осью на внутренней стенке патрубка (см. рис. 3.18). Этот параметр представляет отношение живого сечения F подводящего патрубка при данном положении шибра к полному его сечению F_n . Отношение F/F_n изменялось в пределах от 1 до 0,25 через каждые 0,25.

Таким способом изменялись значения конструктивных параметров a'/d и соответственно $a'b/d^2$.

Из графика изменения скоростной неравномерности в устье каналов вторичного и первичного воздуха в зависимости от величины F/F_n (рис. 3.20) видно, что в устье канала первичного воздуха поток более равномерен. Это объясняется большей удельной длиной кольцевой полости этого канала (2,90 против 0,78 для канала вторичного воздуха).

При полностью открытом патрубке неравномерность скоростей в устье канала вторичного воздуха составляет 6—7%, а в устье канала первичного — 5%.

Исследования И. К. Наймарка [123], проведенные на промышленных орелках без улиточного подвода, также показали, что при поджиге

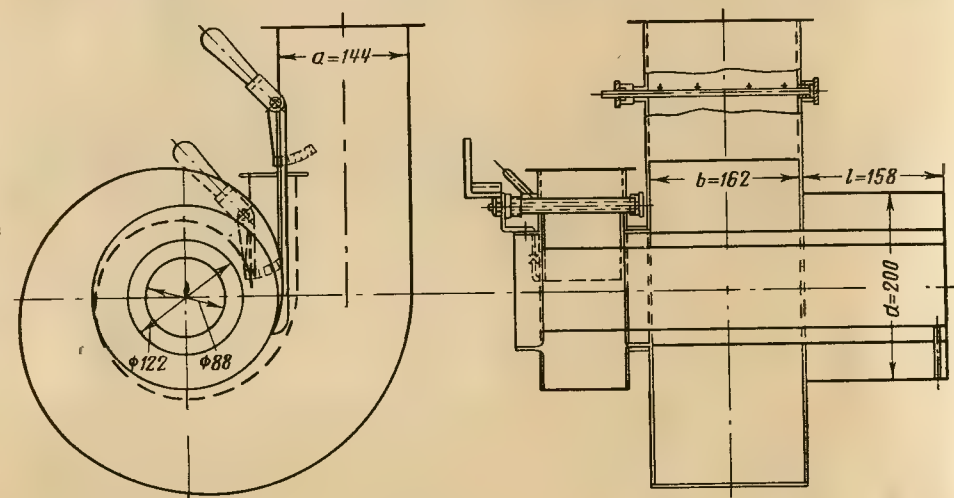


Рис. 3.19. Модель горелки ТКЗ-ЦКТИ.

сечения подводящего канала языковым шибром неравномерность скоростей в устье увеличивается. Это естественно, так как в этих условиях нарушается принцип канала равной скорости. Отмеченные явления скоростной неравномерности воздуха по окружности амбразур должны учитываться проектировщиками, конструкторами, наладчиками и эксплуатационным персоналом котельных. Ряд основных характеристик горелок приведен ниже.

Для более подробного изучения улиточного тангенциального подвода в ЦКТИ [111] проводились исследования на моделях с широким изменением определяющих конструктивных параметров. Рассмотрим результаты исследований 12 моделей, параметры которых сведены в табл. 3.4.

От модели II до модели VI постоянными сохранялись значения конструктивных параметров ab/d^2 , d_0/d и l/d и изменялся в довольно широком диапазоне конструктивный параметр a/b — от 0,9 до 0,11. При этом сохранялось отношение входной площади сечения к выходной.

В последних шести моделях, наоборот, выдерживалось постоянным значение параметра $d/b = 0,39$, но изменялись значения параметра ab/d^2 , а кроме того, на этих моделях проверялось влияние второстепенных факторов. Так, на моделях VII, VIII и IX наблюдалось влияние параметра l/d . Модели X, XI и XII имеют резко различное значение параметра d_0/d . На модели X оно меньше обычного, на модели XI — характерное для каналов вторичного воздуха, на модели XII — характерное для каналов аэросмеси.

На всех моделях, за исключением модели VI, в подводящих патрубках был установлен язычковый шибер. Каждая модель изучалась не только при полностью открытом подводящем патрубке, но и при различных степенях перекрытия его сечения шибером. При этом отношения a'/b выбирали так, чтобы они соответствовали принятым значениям исходного параметра a/b на других моделях. Так, модель II с отношением $a/b = 0,9$ изучалась как при данном значении a'/b , так и при значениях $a'/b = 0,7; 0,4; 0,1$, получаемых за счет перекрытия патрубка язычком.

Рис. 3.20. Скоростная неравномерность в устье при улиточном тангенциальном подводе.

1 — канал первичного воздуха; 2 — канал вторичного воздуха.

Испытания моделей III, IV и VI выявило, однако, самостоятельную роль формы патрубка. Это показало, что результаты, полученные на модели с параметром ab/d^2 , не соответствуют результатам модели с параметром $a'b/d^2$.

Параметры исследованных моделей

Номер модели	ab/d^2	a/b	d_0/d	l/d	G/d
I	0,92	0,42	0,61	0,78	1,93
II	0,58	0,90	0,60	0,78	2,08
III	0,58	0,73	0,61	0,78	1,98
IV	0,58	0,42	0,61	0,78	1,74
V	0,58	0,20	0,60	0,79	1,51
VI	0,58	0,11	0,60	0,78	1,38
VII	0,45	0,39	0,61	0,25	1,63
VIII	0,45	0,39	0,61	0,78	1,63
IX	0,45	0,39	0,61	2,00	1,63
X	0,33	0,39	0,4	0,78	1,54
XI	0,33	0,39	0,61	0,78	1,54
XII	0,33	0,39	0,85	0,78	1,54

Таблица 3.4

Для определения скоростной неравномерности в устье проводились измерения скоростных полей по 12 радиусам. На каждом радиусе проводили измерения в 9 точках. Это позволило планиметрированием получить средние расходные скорости по отдельным радиусам, характеризующие расход через элементарные площадки, включающие тот или иной радиус. Удельный расход через данную элементарную площадку определяли как отношение расхода Q через нее к среднему расходу $Q_{\text{ср}}$ из устья. Разность между максимальным и минимальным удельными расходами представляет собой степень неравномерности расхода в устье ϵ' . В отличие от ранее подсчитываемой степени неравномерности скоростей также в устье,

$$\epsilon' = \left[\left(\frac{Q}{Q_{\text{ср}}} \right)_{\text{max}} - \left(\frac{Q}{Q_{\text{ср}}} \right)_{\text{min}} \right] 100. \quad (3.10)$$

В ходе опытов был установлен примерно одинаковый характер распределения скорости по всем радиусам устья канала. Это позволило усреднить распределение скорости по всем 12 радиусам и получить (рис. 3.21) для каждой из исследованных моделей одну характерную кривую изменения вектора скорости по радиусу устья в кольцевом сечении (между наружным и внутренним диаметрами кольца). Конструктивные параметры моделей, относящиеся к кривым, сгруппированным на рис. 3.21, приведены в табл. 3.5. По оси абсцисс (рис. 3.21) отложено расстояние между наружной и внутренней стенками кольцевого устья по радиусу (нуль — на наружной стенке), по оси ординат — безразмерная скорость в виде отношения вектора скорости в данной точке измерения к вектору скорости в первой точке измерения, находящейся на расстоянии 1 мм от наружной стенки кольцевого устья.

Первая кривая относится к случаю, когда подводящий патрубок полностью открыт; вторая — когда он перекрыт язычковым шибером до значения $F/F_n = 0,57$ ($a'/b = 0,4$); третья кривая относится к той же модели, но при $F/F_n = 0,15$ ($a'/b = 0,1$).

Из сравнения кривых видно, что при полностью открытом патрубке поток сравнительно равномерно распределяется по радиусам кольца, а чем больше перекрыт подводящий патрубок язычковым шибером, тем сильнее поток отжимается к наружной стенке. Обработкой опытных

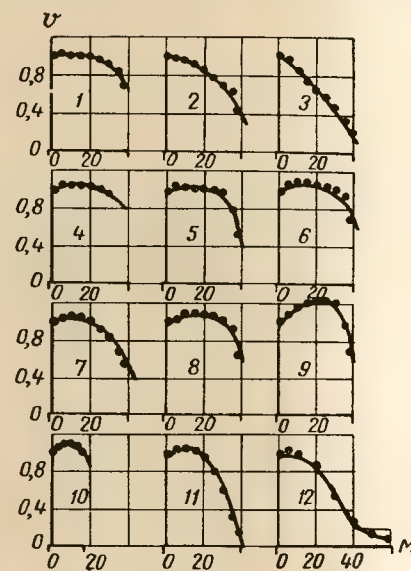


Рис. 3.21. Распределение относительной скорости по сечению кольцевого канала в устье для различных моделей горелок.

Таблица 3.5

Распределение потока в устье поперечного сечения канала

Номер кривой	Номер модели	ab/d^2	a/b	F/F_n	d_0/d	l/d	a'/b
1 2 3	III	0,58	0,73	1 0,57 0,15	0,61	0,78	— 0,39 0,1
4 5 6	II IV VI			1			—
7 8 9	IX VIII VII	0,45	0,39	1	0,61	2,00 0,78 0,25	—
10 11 12	XII XI X	0,33	0,39	1	0,85 0,61 0,40	0,78	—

данных установлено, что при значении $F/F_n = 1$ скорость вблизи наружной стенки превосходит скорость у внутренней стенки в 1,5 раза, а при $F/F_n = 0,15$ — в 5 раз.

Рассмотрим данные обработки измерений, приведенные на рис. 3.22 и в табл. 3.6. По оси абсцисс рис. 3.22 отложена развертка окружности кольцевого устья, а по оси ординат — местный удельный расход через радиальные площадки кольца. Отсчет градусов ведется от верхней образующей (подводящий патрубок направлен вертикально вверх) в направлении закручивания.

Кривые 4, 5 и 6 (рис. 3.22) неравномерности расхода по окружности устья и их числовые значения ϵ' (табл. 3.6) относятся соответственно к кривым 1, 2 и 3 на рис. 3.21. При полностью открытом шибере $\epsilon' = 7\%$, при поджатии сечения до $a'/b = 0,39$ $\epsilon' = 14\%$, а при $a'/b = 0,1$ ϵ' доходит до 35%.

Кривые 4, 5 и 6 (рис. 3.21) получены на моделях при одном значении $ab/d^2 = 0,58$ и резко различных значениях параметра $a/b = 0,9; 0,42$ и $0,11$. Распределение во всех случаях хорошее и практически одинаково

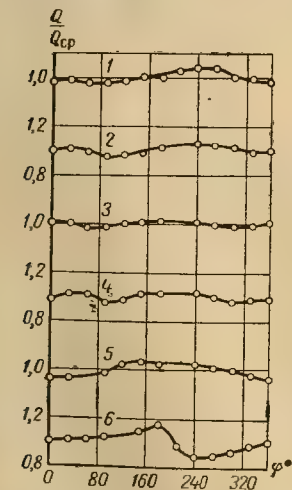


Рис. 3.22. Распределение потока по окружности кольцевого канала в устье для различных горелок.

Таблица 3.6

Неравномерность потока по окружности кольцевого канала в устье

Номер кривой	Номер модели	$\epsilon', \%$	ab/d^2	a/b	F/F_n
1 2 3	XI VIII IV	12 10 5	0,33 0,45 0,58	0,39 0,39 0,39	1 1 1
4 5 6	III III III	7 14 35	0,58 0,58 0,58	0,73 0,73 0,73	1 0,57 0,15

равномерное. Это подтверждает сказанное выше, а именно, что переход к малым значениям a'/b при поджатии патрубка шибером не равноценен переходу к малым значениям конструктивного параметра a/b .

Кривая 8 (см. рис. 3.21) относится к меньшему значению основного конструктивного параметра устройства $ab/d^2 = 0,45$ (модель VIII). Изменение параметра в 1,3 раза почти не сказалось на распределении потока по радиусу устья, но уже переход к $ab/d^2 = 0,33$ (кривая 11, модель XI) существенно перераспределяет поток по радиусу, отжимая его к наружной стенке. Из рис. 3.22 и табл. 3.6 видно, что при параметре $ab/d^2 = 0,45$ неравномерность потока в устье $\epsilon' = 10\%$, а при $ab/d^2 = 0,33$ $\epsilon' = 12\%$.

Сравнивая кривую 8 с кривыми 7 и 9, полученными на моделях с теми же основными параметрами, но резко различной длиной кольцевого канала, можно заметить, что удлинение канала с $l/d = 0,78$ (кривая 8) до $l/d = 2$ (кривая 7) и укорочение его до $l/d = 0,25$ (кривая 9) заметно влияют на характер потока. Укорочение канала повышает неравномерность за счет явно выраженного максимума скоростей в средней части канала. Удлинение канала снижает скорость у внутренней стенки и смещает ее максимум к наружной стенке. Неравномерность потока по окружности устья для этих же моделей (кривые 7, 8, 9) составляла соответственно 6, 10 и 10%. Это показывает, что увеличение l/d с 0,78 до 2 приводит к снижению неравномерности с 10 до 6%. На практике при конструировании горелок все это должно учитываться.

Нижние кривые 10, 11 и 12 (см. рис. 3.21) получены на моделях XII, XI и X, имеющих одинаковые значения параметра ab/d^2 (0,33) и a/b (0,39) и отличающихся отношением внутреннего диаметра кольцевого канала к наружному: соответственно $d_0/d = 0,85; 0,61$ и $0,4$.

При этом можно видеть, что чем меньше отношение параметра d_0/d , тем больше падает значение скорости у внутренней стенки. Поток лишь в слабой степени использует дополнительное сечение, оставаясь в основном у наружной стенки кольца.

Неравномерность потока в моделях, на которых были получены кривые 10, 11 и 12, соответствует $\epsilon' = 11; 12$ и 15% . Это говорит о том, что при

значениях параметра $d_0/d = 0,65 \div 0,55$ имеется наибольшая равномерность, чем при меньших его значениях, и в то же время еще не повышается коэффициент сопротивления горелок. Следует отметить, что увеличением параметра ab/d^2 с 0,33 до 0,58 можно снизить степень неравномерности с 12 до 5%, т. е. почти в 2,5 раза.

Графики, позволяющие конструктору рассчитывать степень неравномерности потока в устье горелок с улиточными тангенциальными подводами различных конструктивных параметров и различными положениями языкового шибера, приведены на рис. 3.23.

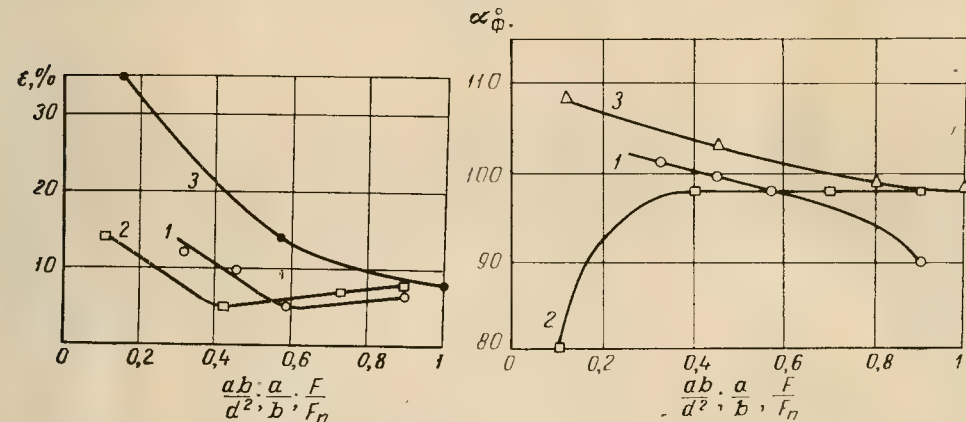


Рис. 3.23. Степень неравномерности распределения расхода по кольцевому сечению канала в устье.

1 — $\varepsilon = f(ab/d^2)$, $a/b = 0,4$; 2 — $\varepsilon = f(a/b)$, $ab/d^2 = 0,58$; 3 — $\varepsilon = \Phi(F/F_n)$, $ab/d^2 = 0,58$, $a/b = 0,7$.

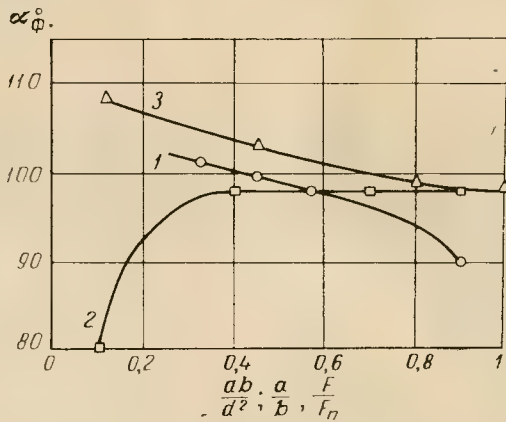


Рис. 3.24. Удвоенный угол отклонения вектора скорости от оси кольцевого канала в устье.

1 — $2\alpha_\Phi = f(ab/d^2)$, $a/b = 0,4$; 2 — $2\alpha_\Phi = \varphi(a/b)$, $ab/d^2 = 0,58$; 3 — $2\alpha_\Phi = \Phi(F/F_n)$, $ab/d^2 = 0,58$, $a/b = 0,9$.

Помимо отмеченного уже влияния параметра ab/d^2 (кривая 1, рис. 3.23) и параметра F/F_n (кривая 3), степень неравномерности зависит также от параметра a/b (кривая 2). Наиболее равномерный поток в устье получается в моделях с параметром $a/b = 0,4$.

Кроме равномерности потока по окружности в устье, для конструирования горелок имеет большое значение другая их аэродинамическая характеристика — удвоенный угол отклонения вектора скорости от оси горелки в устье (рис. 3.24). Из графика видно, что угол раскрытия корня факела увеличивается с уменьшением параметра ab/d^2 по мере перекрытия подводящего патрубка языковым шибром F/F_n , а с уменьшением параметра $ab < 0,4$ — уменьшается.

Данные на рис. 3.24 получены при испытании моделей в свободном развитии факела. Д. Н. Ляховский [111] отмечает, что указанные углы

отклонения вектора скорости от оси в устье приблизительно на 7° меньше таковых при наличии фронтальной стенки¹.

Характеристика горелки — дальнобойность факела в условиях его свободного развития — оказалась наиболее постоянной. В опытах (рис. 3.25) получена практически универсальная кривая изменения относительной скорости вдоль факела, из которой можно видеть, что на расстоянии примерно трех калибров от устья средняя скорость на окружности максимальных скоростей составляет 20% ($0,2 v_{\text{ср. max}}/v_{\text{ср. у}}$) от

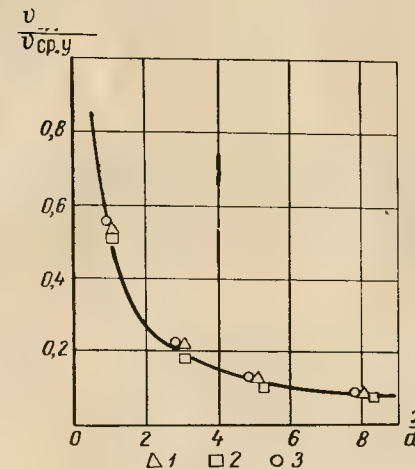


Рис. 3.25. Изменение относительной скорости вдоль факела ($a/b = 0,4$).

1 — $ab/d^2 = 0,58$; 2 — $ab/d^2 = 0,45$; 3 — $ab/d^2 = 0,33$.

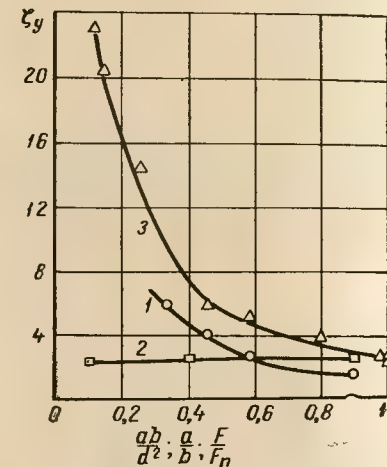


Рис. 3.26. Коэффициент гидравлического сопротивления улиточного тангенциального подвода, отнесенный к живому сечению устья ($d_0/d = 0,61$).

1 — $\zeta_y = f(ab/d^2)$, $a/b = 0,4$; 2 — $\zeta_y = \varphi(a/b)$, $ab/d^2 = 0,58$; 3 — $\zeta_y = \Phi(F/F_n)$, $ab/d^2 = 0,58$.

средней скорости в устье и 10% на расстоянии примерно $6,5d$ от устья.

Исследования сопротивления моделей показали, что коэффициент гидравлического сопротивления улиточного тангенциального подвода при данном значении параметра ab/d^2 почти не зависит от значений a/b . Так, на рис. 3.26 линия 2 соответствует слабому росту значения коэффициента ζ_y от 2,2 до 2,5 при изменении a/b в широких пределах — от 0,1 до 0,9.

При данном же a/b , но с увеличением основного конструктивного параметра ab/d^2 коэффициент сопротивления падает (кривая 1), причем ход кривой, асимптотически приближающейся к горизонтали, показывает, что достигнутое в опытах минимальное значение близко к предельному. Поскольку при расчете ζ_y скоростной напор в устье включается в потери,

¹ Стенка модели, на которой устанавливались горелки и которая имитировала фронтальную стенку котла.

то коэффициент ζ_y должен быть больше 1. При $ab/d^2 = 0,9$ коэффициент сопротивления ζ_y достиг значения 1,63.

На кривой 3 приведено влияние поджатия сечения подводящего патрубка языковым шибером на рост коэффициента сопротивления для модели $ab/d^2 = 0,58$ при любом значении a/b . Кривые 1 и 2 имеют одинаковый характер, а коэффициент сопротивления ζ_y является как бы однозначной функцией от параметра ab/d^2 . Это используется при построении номограммы для расчета улиточного тангенциального подвода [111].

При исследовании улиточного тангенциального подвода в Институте газа АН УССР [157] также был установлен ряд интересных зависимостей для горелок от основных конструктивных параметров. Выяснено, например, что область обратных скоростей равна $0,41d$ при значении параметра $ab/d^2 = 0,450$ и $0,600$, что соответствует 16,7% площади поперечного сечения цилиндрического канала.

При большей степени тангенциальности эта зона увеличивается, и при поджатии сечения шибером до значения $a'b/d^2 = 0,200$ обратные потоки занимают уже около половины площади канала (табл. 3.7).

Таблица 3.7

Размеры зоны обратных токов при улиточном подводе воздуха

Показатели	$a'b/d^2$			
	0,600	0,450	0,350	0,200
Часть радиуса, через которую проходят обратные токи, %	0,41	0,41	0,47	0,69
Часть площади, через которую подходят обратные токи, %	16,7	16,7	22,0	48,0

Горелку или ее канал для того или иного компонента факела можно рассматривать как устройство, через которое должно проходить определенное количество воздуха с наименьшим сопротивлением при наименьших габаритных размерах. Для того чтобы связать все эти величины, т. е. производительность горелки (канала) Q , ее размеры G и сопротивление, подсчитанное по полному напору Δp_n , необходимо отнести коэффициент сопротивления к размеру площади горелки F_r или к квадрату лимитирующего размера G^2 . Такие расчеты были сделаны по предложению С. Н. Сыркина, который впервые применил такой анализ в своей работе по пылеуловителям в ЦКТИ:

$$\zeta_r = \frac{\Delta p_n}{0,5\rho \left(\frac{Q}{F_r}\right)^2} = \frac{\Delta p_n F_r^2}{0,5\rho Q^2} = \frac{\Delta p_n G^4}{0,5\rho Q^2}. \quad (3.11)$$

Коэффициент сопротивления с учетом габаритных размеров может вычисляться также по коэффициенту сопротивления, отнесенному к устью, из соотношения

$$\zeta_r = \zeta_y \left(\frac{F_r}{F_y}\right)^2. \quad (3.12)$$

Из выражения (3.9)

$$F_r = G^2 = (1,5a + d)^2 = 2,25a^2 + 3ad + d^2. \quad (3.13)$$

При $d_0/d = 0,61$ $F_y = 0,493d^2$. Таким образом,

$$\zeta_r = \zeta_y \left(4,57 \frac{a^2}{d^2} + 6,08 \frac{a}{d} + 2,03\right)^2. \quad (3.14)$$

Если держать постоянными площадь F_r , производительность канала Q и температуру воздуха t (следовательно, и ρ), то Δp_n будет пропорционально ζ_r , т. е. сопротивление горелки (канала) при этом тем меньше, чем меньше ζ_r .

Из графика (рис. 3.27) видно, что ζ_r зависит от ab/d^2 и от a/b . Сопротивление канала тем меньше, чем больше соотношение площадей входа и выхода ab/d^2 и чем меньше a/b .

При постоянстве F_r величины ab/d^2 и a/b не могут изменяться независимо, так как они связаны условием $1,5a + d = G = \text{const.}$

Из этого условия также видно, что при данном d (постоянная производительность канала) $a = \text{const.}$ При данном лимитирующем значении ζ_r сопротивление канала при заданной производительности тем меньше, чем больше размер b подводящего патрубка в направлении, параллельном оси горелки. Чем больше b , тем больше при постоянных d и a значение ab/d^2 и тем меньше a/b .

Можно рассмотреть вопрос и так: от каких переменных и как зависят габаритные размеры горелки заданной производительности при данном сопротивлении? Для этого нужно решить уравнение (3.11) относительно G

$$G = \sqrt[4]{\zeta_r \frac{0,5\rho Q^2}{\Delta p_n}}. \quad (3.15)$$

В правой части выражения (3.15) по условию все величины, за исключением ζ , постоянны, следовательно,

$$G \approx \sqrt[4]{\zeta_r}. \quad (3.16)$$

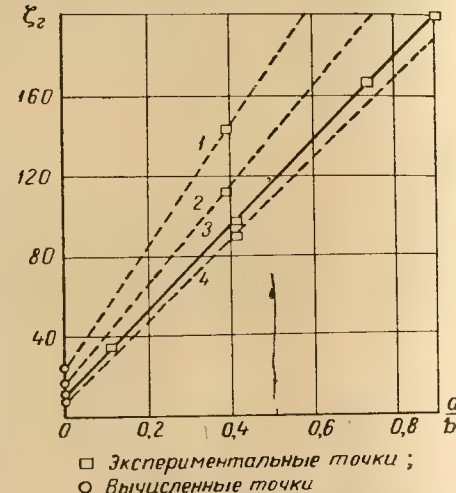


Рис. 3.27. Коэффициент гидравлического сопротивления улиточного тангенциального подвода, отнесенный к габаритной площади (к квадрату лимитирующего размера).

1 — $ab/d^2 = 0,33$; 2 — $ab/d^2 = 0,45$; 3 — $ab/d^2 = 0,58$; 4 — $ab/d^2 = 0,90$.

Из формулы (3.15) следует

$$\frac{G}{\sqrt[4]{\frac{0,5\rho Q^2}{\Delta p_n}}} = V\zeta_r. \quad (3.17)$$

По этим данным на рис. 3.28 построен график, из которого видно, что наименьшие габаритные размеры улитки при $Q = \text{const}$, $\Delta p_n = \text{const}$ и $\rho = \text{const}$ получаются при наибольшем значении параметра ab/d^2 и наименьшем значении a/b .

График показывает, что при данном сопротивлении улитки можно уменьшить ее размеры или при данных размерах уменьшить сопротивление улитки. Все это требует вытягивания сечения подводящего патрубка в направлении оси горелки [111].

И. О. Замазий в работе [62], выполненной в ЦКТИ, установил минимальный коэффициент сопротивления ζ_r улиточного тангенциального подвода в зависимости от основного конструктивного параметра ab/d^2 . Опыты проводились на моделях с параметрами ab/d^2 , имеющими следующие значения: 0,58; 0,7; 0,9; 1,0; 1,19 и 1,38 при $a/b = 0,4$ и $d_0/d = 0,5$. Результаты этих исследований в сопоставлении с результатами работы [111] приведены на рис. 3.29. Минимум ζ_r находится при значении параметра $ab/d^2 = 0,8 \div 0,9$. Как при малых, так и при больших значениях основного конструктивного параметра улиточного тангенциального подвода коэффициент сопротивления ζ_r растет.

На рис. 3.30 представлены коэффициенты сопротивления улиточного тангенциального подвода, отнесенные

к скоростному напору в устье. Обращает на себя внимание тот факт, что при больших значениях параметра ab/d^2 коэффициент сопротивления ζ_y стремится к единице, что соответствует представлению о потере скоростного напора на выходе при предельном значении $ab/d^2 \rightarrow \infty$.

В [111] справедливо отмечается что увеличение размера b патрубка вторичного воздуха ограничено трудностью распределения воздуха по патрубку большого размера и увеличением размеров в направлении оси горелки. Кроме того, в горелках типа ТКЗ-ЦКТИ увеличение размера b канала вторичного воздуха вызывает рост l/d канала аэросмеси. Стремление увеличивать b для увеличения ab/d^2 и уменьшения a/b

ограничивается ухудшением аэродинамических характеристик факела.

Однако согласно рис. 3.21—3.24 по всем показателям горелки с параметрами $ab/d^2 \leq 0,9$ и $a/b > 0,2$ являются вполне удовлетворительными и в этих пределах могут быть использованы, если имеется необходимость в снижении габаритных размеров или сопротивления горелок.

Представляет еще интерес рассмотреть связь лимитирующего размера с коэффициентом сопротивления канала, отнесенным к сечению устья. Если задаться при $d = \text{const}$ также предельным значением b ($b/d = \text{const}$), то параметры a/b и ab/d^2 становятся функциями только от a/d . При увеличении a/d лимитирующий размер G возрастает, но одновременно

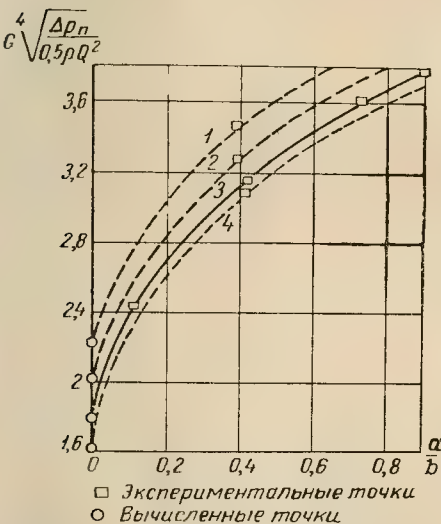


Рис. 3.28. Относительный габаритный размер улиточного тангенциального подвода.

1 — $ab/d^2 = 0,33$; 2 — $ab/d^2 = 0,45$; 3 — $ab/d^2 = 0,58$; 4 — $ab/d^2 = 0,90$.

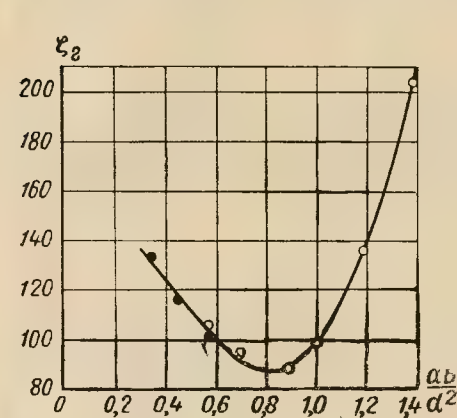


Рис. 3.29. Габаритные коэффициенты сопротивления улиточного тангенциального подвода $\zeta_r = f(ab/d^2)$.

● — данные работы [111]; ○ — данные работы [63].

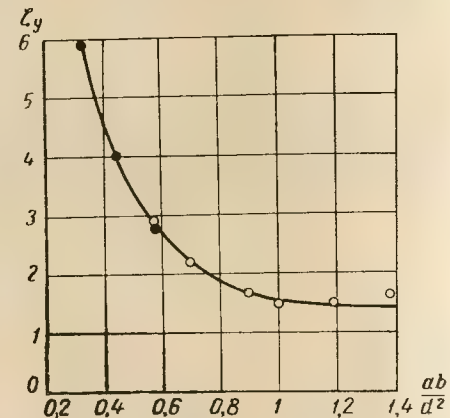


Рис. 3.30. Коэффициенты сопротивления улиток, отнесенные к скоростному напору в устье $\zeta_y = f(ab/d^2)$.

падает сопротивление канала, так как чем больше ab/d^2 , тем меньше ζ_y . Установленные зависимости позволили Д. Н. Ляховскому [111] предложить номограмму для расчета улиточного тангенциального подвода. На рис. 3.31 представлена связь между ζ_y и G/d при $d = \text{const}$ и различных значениях b/d и a/d ; коэффициент сопротивления ζ_y отнесен к сечению устья, равному $0,493d^2$.

Руководствуясь номограммой, можно при конструировании горелок задаваться определенным максимально допустимым значением b/d и вписывающимся в размеры топки значением G/d . При этом d выбирается по скорости в устье, а коэффициент сопротивления, отнесенный к скорости в устье, и остальные конструктивные параметры получаются из номограммы.

Ценность этой номограммы не только в возможности выбора минимального габаритного размера при данном сопротивлении, но и в возможности широкого изменения параметров улитки, учитывая при этом

значения коэффициента сопротивления ζ_y (когда габариты горелки не являются ограничением).

Если целью расчета является достижение малых габаритов, то нужно выбирать малые значения a/b и ab/d^2 . Если же расчет ведется с целью создания горелки с малой потерей напора, то, напротив, нужно выбирать большие значения ab/d^2 и малые значения a/b . Все же во всех случаях нежелательно принимать $a/b < 0,2$ вследствие начинающегося за этим значением ухудшения аэродинамических характеристик улитки.

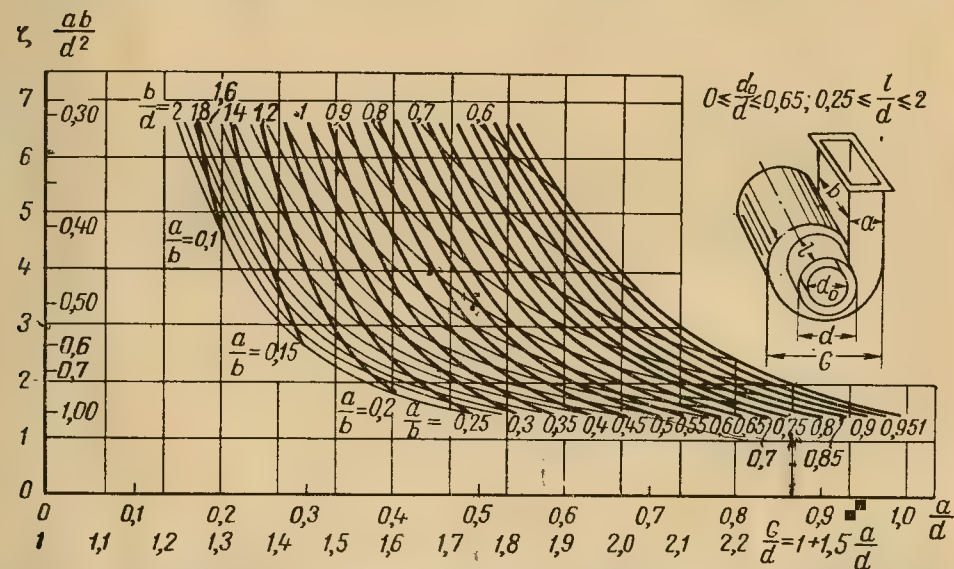


Рис. 3.31. Номограмма для расчета улиточного тангенциального подвода (коэффициент сопротивления ζ_y отнесен к сечению, составляющему $0,493 d^2$. В случае неравномерного поля скоростей в подводящем патрубке ζ_y возрастает на величину примерно 25% от приведенного значения).

С помощью этой номограммы в [111] показано, как можно в случае необходимости уменьшить габаритные размеры на 18—25% без изменения сопротивления горелки. Лимитирующий габаритный размер улитки G при $a/b = 0,2$ и $ab/d^2 = 0,58$ составит $1,51d$ вместо $1,84d$ для большинства горелок ТКЗ-ЦКТИ. Уменьшение габарита позволит разместить в ряд шесть горелок, где при существующей конструкции размещалось пять горелок ТКЗ-ЦКТИ.

Расчет улиточного тангенциального подвода с помощью номограммы (см. рис. 3.31) дает возможность производить быстрый и экспериментально обоснованный расчет размеров круглой горелки, позволяющий выбрать оптимальную конструкцию в отношении как аэродинамических качеств, так и габаритов.

Пример расчета размеров горелки с помощью номограммы (см. рис. 3.31). Вначале для котла данной производительности, задавшись числом горелок, определяют расход воздуха через горелку. При стесненности в размерах по фронту, котла нужно задаваться наименьшим числом горелок, определяемых режимами работы котла. Однако необходимо стремиться, чтобы в топке не было значительных «перекосов» температур в горизонтальной плоскости. При этом, останавливаясь на малом числе горелок n , необходимо учитывать, что длина газового факела пропорциональна диаметру горелки d и, следовательно, выходящий из горелки факел пламени может оказаться чрезмерно длинным. В этом случае, особенно в небольших камерных топках паровых котлов, факел пламени может достигать холодных поверхностей нагрева, и тогда будут потери тепла от химической неполноты сжигания топлива.

Для современных крупных котлоагрегатов, имеющих большую высоту топки при сжигании пылевидного топлива, нет особых препятствий для размещения горелок в два ряда, а поэтому не так остро стоит вопрос о небольшом сокращении их габаритов.

Обычно применяется расположение горелок в один-два ряда на одной или двух противоположных стенах топочной камеры. При одностороннем расположении горелок выходные скорости и сечение амбразур выбирают с таким расчетом, чтобы дальнобойность факела обеспечила хорошее заполнение объема топки и отсутствие удара факела пламени о противоположную стенку.

При двустороннем расположении горелок чрезмерная дальнобойность факелов также нежелательна, так как при этом наибольшие подъемные скорости газов будут иметь место в середине топочной камеры, а края ее будут плохо использоваться.

Кроме того, при чрезмерной дальнобойности факелов даже небольшая разница в нагрузке горелок противоположных стен будет приводить к сильному «перекосу» газовых потоков в камере.

Гораздо более актуальной задачей для мощных и сверхмощных котлов в части газогорелочных устройств является создание основ расчета и проектирования горелок большой единичной мощности, обладающих небольшим сопротивлением по воздушной стороне и хорошей смесеобразующей характеристикой, обеспечивающей полноту сжигания газа при минимальном избытке воздуха α' .

Рассмотрение смесеобразования в горелках приводится в гл. 4. Здесь же с помощью номограммы выберем конструктивные размеры горелки (с улиточным тангенциальным подводом), обеспечивающие небольшое сопротивление без ухудшения аэродинамических характеристик горелки.

После того как выбрано число горелок n , рассчитывают расход воздуха и теплопроизводительность горелки.

Расход воздуха через горелку V_B (при $t = 0^\circ \text{C}$ и 760 мм рт. ст.)

$$V_B = \alpha' L_0 B_r m^3/ч, \quad (3.18)$$

где B_r — часовой расход газа в $\text{м}^3/\text{ч}$; α' — коэффициент избытка воздуха в горелке; L_0 — теоретическое количество воздуха для сжигания 1 м^3 газа в м^3 .

При $\alpha' = 1,05$ для природного газа можно принять

$$V_b \approx 10 B_r \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Часовой расход топлива на одну горелку определяется из выражения

$$B_r = \frac{D_k (i_{\text{пе}} - i_{\text{пит}}) - D_n (i_{\text{пе}} - i'') + D_{\text{пр}} (i' - i_{\text{пит}})}{Q_R \eta_k n} \text{ кг/ч}, \quad (3.19)$$

где D_k — суммарная паропроизводительность котла в кг/ч , т. е. суммарная выработка перегретого и насыщенного пара; D_n — расход насыщенного пара в кг/ч ; $D_{\text{пр}}$ — расход продувочной воды в кг/ч ; $i_{\text{пе}}$ — теплосодержание перегретого пара в ккал/кг ; $i_{\text{пит}}$ — теплосодержание питательной воды перед котельным агрегатом (до экономайзера и пароохладителя) в ккал/кг ; i'' и i' — теплосодержание сухого насыщенного пара и кипящей воды при расчетном давлении в котле в ккал/кг ; η_k — коэффициент полезного действия котла; n — число горелок.

При D_n меньше 3% от D_k и $D_{\text{пр}}$ меньше 5% от D_k соответствующие члены в числителе этой формулы не учитываются, тогда она принимает вид:

$$B_r = \frac{D_k (i_{\text{пе}} - i_{\text{пит}})}{Q_R \eta_k n}. \quad (3.20)$$

В зависимости от свойств основного топлива (пылевидного) устанавливают по нормативным материалам пределы скорости вторичного воздуха и аэросмеси, учитывая, что верхние значения этих пределов приведут к меньшим габаритам.

Процентное распределение воздуха между компонентами факела устанавливается также по действующим нормам в зависимости от выхода летучих на горючую массу.

Теплопроизводительность горелки, скорости выхода и процентное распределение воздуха между компонентами факела определяют размеры устья горелки, в частности, основной ее размер — больший диаметр кольцевой полости канала вторичного воздуха d . Меньший диаметр кольцевой полости получается в зависимости от принятого соотношения d_0/d , которое может по конструктивным и другим соображениям изменяться в широких пределах — до $d_0/d \leq 0,65$.

Зная ширину фронта котла, число горелок, располагаемых в ряд, и задавшись по нормам расстоянием между осями крайних горелок и боковыми стенками котла, можно установить шаг размещения горелок, который определяет лимитирующий размер улитки канала вторичного воздуха — ее горизонтальный габаритный размер G . Действительно, G равняется расстоянию между осями горелок, уменьшенному на две толщины стенок улитки, плюс монтажный зазор между ними, который при необходимости может быть сведен до минимума.

Относя значение G к ранее установленному размеру d , получаем определенное значение G/d , отмечаемое в виде точки на горизонтальной оси номограммы рис. 3.31. Вторая шкала этой оси одновременно показывает удельную ширину подводящего патрубка a/d .

Перемещаясь вверх по вертикали, проходящей через полученное значение G/d (или, что то же, a/b), пересечем кривые возрастающих значений a/b и кривые соответственно убывающих значений b/d . При этом ab/d^2 (значения которого отложены на вертикальной оси) будет уменьшаться, а коэффициент сопротивления, отнесенный к устью (вторая шкала той же оси), соответственно увеличиваться. Следовательно, чем выше продвигаться по вертикали, тем меньше будет длина подводящего патрубка b (более конструктивный подвод), но тем больше будет сопротивление канала.

На этом расчет канала вторичного воздуха (в первом варианте) заканчивается, так как точка на диаграмме, фиксированная сеткой кривых и шкалами осей, дает все конструктивные параметры улитки и коэффициент сопротивления канала.

Если габаритный размер жестко не ограничен, а полученный коэффициент сопротивления велик и не позволяет уложиться в располагаемый напор перед горелкой, то можно принять большее значение G/d и повторить выбор параметров, остановившись на меньшем значении коэффициента сопротивления ζ_y .

Определив значения конструктивных параметров канала вторичного воздуха, можно приступить к расчету канала аэросмеси.

Прежде всего вычисляется площадь «живого» сечения кольцевого устья F_a по расходу и принятой скорости выхода первичного воздуха из горелки. Наружный диаметр этого устья ($d_{\text{нар}}$) предопределен выбранным ранее отношением d_0/d и будет меньше d_0 на удвоенную толщину стенки (δ) — $d_{\text{нар}} = d_0 - 2\delta$.

Внутренний же диаметр устья аэросмеси определяют из формулы

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{d_{\text{нар}}^2 - \frac{4F_a}{\pi}}. \quad (3.21)$$

Полученное значение проверяется отношением $d_{\text{вн}}/d_{\text{нар}}$, которое для канала аэросмеси также должно укладываться в пределы $0 \leq d_0/d \leq 0,65$. Будущую конструкцию канала проверяют на удельную длину кольцевой полости l/d . Длина кольцевой полости аэросмеси складывается из толщины стенки котла, двух конструктивных зазоров между стенкой и патрубком вторичного воздуха, а также зазора между патрубками аэросмеси и вторичного воздуха и трех толщин стенок патрубков за вычетом глубины погружения устья в стенку. Желательно, чтобы $l/d_{\text{нар}}$ для канала аэросмеси не превышало 3, но в случае необходимости $l/d_{\text{нар}}$ допускается до 4.

Поскольку размеры улитки первичного воздуха в плоскости, перпендикулярной к оси, не являются лимитирующими, то при выборе конструктивных параметров необходимо исходить в основном из сопротивления канала аэросмеси и создания тех же углов раскрытия факела, как

и по вторичному воздуху. При этом целесообразно принимать большие значения ab/d^2 , обеспечивающие малые устьевые коэффициенты гидравлического сопротивления.

Необходимо иметь в виду, что если $d_{\text{вн}}/d$ канала выходит за предел значений d_0/d , указанных на номограмме, то устьевой коэффициент гидравлического сопротивления ζ_y уже не может быть взят по шкале без корректив. Поскольку вытягивание габарита горелки в направлении оси нежелательно, имеет смысл выбирать сравнительно большие значения параметра a/b , дающие меньшие размеры b улитки аэросмеси.

Если проведенный расчет не удовлетворяет требованиям, необходимо его повторить, изменив одно или несколько отправных данных (число горелок, выходную скорость, расстояние между горелками и параметры горелок).

Номограмма позволяет рассматривать конструкцию улиточного тангенциального подвода не как нечто неизменяемое; напротив, соотношения основных размеров канала могут изменяться в широких пределах и устанавливаются расчетом.

Проведенные исследования позволяют отметить следующее.

Лабораторные исследования и визуальные наблюдения за горящим факелом в промышленных условиях показывают хорошую регулируемость длины и разброса факела с помощью языка в подводящем канале улитки вторичного воздуха.

Подача воздуха по оси горелки способствует уменьшению обратных токов. Этот прием повышает надежность работы горелки при сохранении практически прежних условий воспламенения.

Улиточный тангенциальный подвод обеспечивает хорошую равномерность потока по окружности устья $\varepsilon \leq 10\%$.

Влияние языкового шибера на угол раскрытия факела слабое по сравнению с простым тангенциальным подводом; прикрытие сечения подводящего канала языковым шибром увеличивает неравномерность распределения потока по окружности устья.

Все параметры улиточного тангенциального подвода могут рассчитываться по номограмме рис. 3.31.

Осевой подвод из короба (см. рис. 3.1, г) изучался в лаборатории [111] с целью проверки возможности прямоточной подачи вторичного воздуха. В случае положительного ответа необходимо было экспериментально установить минимальные размеры короба, обеспечивающего равномерный выход в устье.

Исследования проводились на коробах двух размеров: со стороной, равной двум диаметрам устья ($2d$), и со стороной $1,5d$.

Испытания показали, что осевой подвод из короба не может обеспечить скоростную равномерность по окружности устья. Для улучшения равномерности потока было сужено кольцевое сечение канала вторичного воздуха специально профилированным пережимом, отмеченным пунктиром на рис. 3.32.

Испытывался пережим с плавными очертаниями трех размеров: $d_n/d =$

$= 0,6; 0,7; 0,75$; при этом оказалось, что только пережим сечения $d_n/d = 0,6$ существенно снижает скоростную неравномерность по окружности устья, доводя ее до 13%. После этого необходимо для сжигания пылевидного топлива (но не газа) придать потоку тот или иной угол расхождения по выходе из кольцевого канала. Это может быть достигнуто, например, с помощью направляющих лопаток, устанавливаемых в устье; при этом гидравлическое сопротивление получается таким же, как и для системы с улиточным тангенциальным подводом.

Для горелок пылевидного топлива переход на осевой подвод целесообразен лишь в отношении канала аэросмеси, как это и осуществлено в горелке ОРГРЭС.

Осевой подвод вторичного воздуха из короба не дает приемлемой скоростной равномерности по окружности устья. Этот подвод возможен лишь при одновременном пережиме сечения $d_n/d = 0,6$ с последующим раскрытием факела дополнительными устройствами.

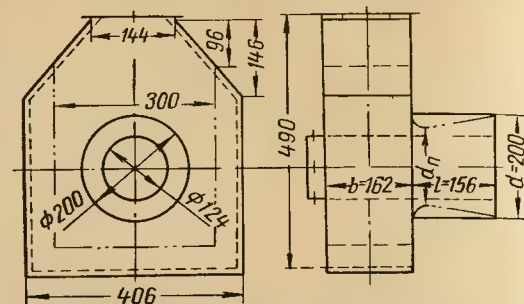


Рис. 3.32. Схема осевого подвода воздуха из короба в конусное устье.

СРАВНЕНИЕ ВОЗДУХОНАПРАВЛЯЮЩИХ УСТРОЙСТВ

Помимо рассмотренных выше способов подвода воздуха в горелки, существуют еще различные воздухонаправляющие устройства лопаточного типа (например, см. рис. 3.1, е), широко распространенные в мазутных горелках стационарных судовых котлов.

Теория воздухонаправляющих устройств лопаточного типа до настоящего времени еще не разработана. Обычного опыта эксплуатации оказалось недостаточно для обоснованного их проектирования. Значительная роль воздухонаправляющих устройств в организации топочного процесса вызвала необходимость исследования их в лабораторных и промышленных (огневых) условиях.

Сравнение различных конструкций воздухонаправляющих устройств по интенсивности крутки потока. До последнего времени отсутствовала методика, которая позволяла бы оценивать интенсивность крутки потока различных горелочных устройств в сопоставимых единицах. Это не позволяло объективно оценить и сравнить конструкции горелок между собой и тем самым препятствовало прогрессу в их совершенствовании. Р. Б. Ахмедов [11] предложил для интенсивности крутки потока использовать выражение

$$n = \frac{4M}{\pi K r}, \quad (3.22)$$

где M — момент количества движения закрученного потока относительно оси; K — количество движения воздуха, выходящего из горловины горелки радиусом r , и вывел формулы для сравнения интенсивности крутки для горелок. Так, для горелки с простым тангенциальным подводом и полым устьем

$$n = \frac{d(d-a)}{ab}; \quad (3.23)$$

для горелок с улиточным тангенциальным подводом и полым устьем

$$n = \frac{d(d+a+2c)}{ab}; \quad (3.24)$$

для горелок с лопаточным тангенциальным подводом

$$n = \frac{d^2}{Lm\varepsilon} \cos \alpha; \quad (3.25)$$

для горелок с лопаточным осевым подводом

$$n = \frac{4 \operatorname{tg} \alpha}{\pi d} \sqrt{\frac{d^2 - d_0^2}{2}}, \quad (3.26)$$

где L — длина лопаток (вдоль оси); m — число лопаток; ε — наименьшее расстояние между лопатками; α — угол наклона лопатки относительно оси горелки; d — диаметр горловины горелки; a — ширина входного патрубка горелки; b — длина входного патрубка горелки (вдоль оси); c — зазор между центральным каналом и входным патрубком (см. рис. 3.1).

Сравнивать между собой показатели рассмотренных выше вихревых горелок следует при равной интенсивности крутки, рассчитываемой по формулам (3.23)—(3.26), предложенным Р. Б. Ахмедовым.

Представляет интерес рассмотрение работы горелочных устройств с принудительным дутьем, сравнивая их по потребляемому напору.

Сравнение различных конструкций горелочных устройств по коэффициенту сопротивления. В широком диапазоне регулирования воздушный поток в горелке и на выходе из нее характеризуется высокими значениями чисел критерия Рейнольдса. В этой области, называемой автомоделной [52, 107], критерий Эйлера остается практически постоянным и может служить константой, характеризующей гидравлическое сопротивление горелок:

$$\zeta = \frac{2\Delta p}{\rho w^2}, \quad (3.27)$$

где ρ — плотность воздуха в кг/м³; w — скорость в характерном сечении, обычно средняя скорость по сечению, в м/сек.

Известно, что в горелках, создающих закрученный поток воздуха, с увеличением интенсивности крутки потока гидравлическое сопротивление резко возрастает. Если рассчитывать коэффициент сопротивления по формуле, в которой скорость потока отнесена к входному патрубку,

как в (3.2), то это неправильно отразит характер изменения сопротивления горелки. Например, для улиточной горелки поджатие языкового шибера приведет к увеличению крутящего момента и соответственно увеличению гидравлического сопротивления горелки. В то же время коэффициент сопротивления горелки, определенный при средней скорости, в подводящем сечении будет уменьшаться. Причем, чем больше крутящий момент, тем меньше коэффициент сопротивления горелки. Это противоречие и приводит к тому, что характер изменения расчетного коэффициента гидравлического сопротивления не совпадает с характером изменения напора перед горелкой при изменении интенсивности крутки потока.

Потери напора (давления) проще всего определять по измерениям статического давления перед горелкой. Так обычно и поступают на практике.

К формуле для расчета коэффициента гидравлического сопротивления предъявляются следующие требования [11—14]:

- 1) применимость к расчету горелки любой конструкции;
- 2) соответствие изменения коэффициента гидравлического сопротивления горелки изменению интенсивности крутки и изменению полного давления перед горелкой. Учитывая, что удобнее определять статическое давление, необходимо чтобы в формулу для расчета коэффициента гидравлического сопротивления входило статическое давление;
- 3) формула должна быть простой при расчетах.

Всем этим требованиям лучше всего отвечает формула (3.1). Применение ее позволяет дать сравнительную оценку сопротивлений горелочных устройств различного типа. В эту формулу входит значение средней скорости на выходе из горелки (в устье). Если в устье горелки имеется центральная труба или пережим, скорость во всех случаях должна рассчитываться как средняя по всей площади, без вычета площади сечения, занятого трубой или пережимом. Лишь тогда указанная формула может быть использована для сравнительного анализа гидравлических сопротивлений горелочных устройств.

Для того, чтобы судить об аэродинамическом совершенстве проточной части горелочных устройств, недостаточно сравнивать их по коэффициентам гидравлического сопротивления. Сравнительный анализ аэродинамических характеристик горелочных устройств должен выполняться при одинаковой интенсивности крутки воздушного потока, которую можно рассчитать по формулам (3.23—3.26).

Однако сравнение горелок только по этим двум показателям все же нельзя признать вполне достаточным.

Основным показателем совершенства аэродинамических характеристик должен быть потребный напор (перепад давления на горелке Δp), при котором обеспечивается полнота сжигания топлива. Например, при одном типе горелок полнота сжигания топлива достигается при сравнительно малых скоростях воздушного потока, а при другом — при значительно больших скоростях (снижение скоростей может приводить к недожогу топлива). Потребный для этого напор перед горелками, например,

у второго типа в три раза больше, чем перед горелками первого типа. Это приводит к тому, что при равных расходах воздуха через горелки мощность электрического привода вентиляторов значительно выше для горелок второго типа.

Конечно, следует иметь в виду, что иногда повышенные выходные скорости принимают преднамеренно даже для горелок, обеспечивающих удовлетворительное сжигание топлива при значительно меньших скоростях. Делается это чаще всего для сокращения габаритов горелок, но пойти по этому пути следует после всестороннего рассмотрения экономической стороны сжигания, включая и расходы энергии на дутье.

В целом сопоставление горелочных устройств должно производиться по перепаду давления при сопоставимых условиях (равенство расхода, интенсивность крутки потока, коэффициент избытка воздуха, обеспечивающий полноту сжигания топлива). Поскольку выше шла речь об интенсивности крутки потока в горелочных устройствах, еще раз подчеркнем, что для сжигания природного газа, в особенности при подогретом воздухе, принципиально нет необходимости в закручивающих устройствах. Как теория, так и практика сжигания газа подтверждают, что горелки с прямо-точным потоком воздуха вполне обеспечивают полноту сжигания газа с высокими теплонапряжениями камер горения, если, конечно, горелочные устройства сконструированы по расчету.

В эксплуатации тепловых установок обычно предусматривается сжигание двух видов топлива, причем газ чаще является резервным топливом. При использовании круглых горелок для успешного сжигания основного топлива (пылевидного или жидкого) применяется обычно закрученный поток воздуха, а иногда еще закручен и пылевоздушный поток (аэропыль).

Для закрутки применяются улитки или жестко закрепленные направляющие лопатки. Однако в случаях, когда горелки должны быть пригодны для нескольких видов топлива, а также когда требуется большой диапазон регулирования и эксплуатационные условия заранее не могут быть достаточно точно заданы, желательно обеспечить возможность влияния на процесс горения с помощью изменения интенсивности крутки потока воздуха.

Такое изменение интенсивности крутки воздуха вокруг оси горелки предпочтительнее производить закручивающим аппаратом с поворотными лопатками. При этом особенно перспективны устройства для создания закрутки в широких пределах в обе стороны, в том числе и прямоточного (незакрученного) потока.

Применение такого закручивающего аппарата позволит, во-первых, унифицировать горелочные устройства, т. е. сделать их применимыми для различных видов топлива, во-вторых, в комбинированных горелках экономить энергию на дутье на режиме сжигания газа или повышать нагрузку котлов на газе при том же расходе энергии дутьевыми вентиляторами (за счет разных величин теоретически необходимого воздуха для газа и твердого топлива), в-третьих, создать более компактные горелоч-

ные устройства (путем замены громоздких улиток лопаточным аппаратом).

Остановимся на исследованиях Р. Б. Ахмедова [13] аэродинамики вихревых газогорелочных устройств с тангенциальным лопаточным подводом воздуха (см. рис. 3.1). Воздух, необходимый для сжигания топлива, поступает из короба на тангенциальный лопаточный аппарат, состоящий из ряда жестко закрепленных лопаток, и выходит из амбразуры в виде закрученного потока. Интенсивность крутки потока зависит от отношения средней скорости потока между лопатками к средней скорости в горловине горелки и увеличивается с уменьшением угла наклона лопаток. В качестве конструктивного параметра, характеризующего интенсивность крутки, было принято соотношение (3.25).

Параметр n в широких пределах можно изменять с помощью передвижного цилиндрического шиберы, перекрывающего в той или иной мере «живое» сечение лопаточного аппарата. При проектировании такого шиберы определенное значение интенсивности крутки может быть получено выбором соответствующей ширины завихрителя.

Опытами было установлено, что поле скоростей на выходе из горелки сильно зависит от интенсивности крутки потока, угла наклона лопаток и формы амбразуры. Увеличение интенсивности крутки во всех исследованных случаях приводит к увеличению провала в эпюре аксиальных скоростей в приосевой зоне факела. По мере удаления от среза амбразуры этот провал уменьшается и поле скоростей все больше и больше выравнивается. Провал скоростей возрастает по мере уменьшения угла наклона лопаток завихрителя. При углах наклона лопаток менее 40° на срезе амбразуры при достаточной интенсивности крутки появляются отрицательные токи.

В горелках с тангенциальным лопаточным подводом воздух вводится в камеру завихривания не строго тангенциально, а под некоторым углом. Это оказывает заметное влияние на аэродинамику факела. Так, при углах наклона лопаток, превышающих 40° , отрицательные токи в приосевой зоне не появляются.

Форма амбразуры также оказывает заметное влияние на структуру факела. Например, ее конусность вплоть до значения 0,46 способствует увеличению угла раскрытия факела и приводит к увеличению области провала аксиальных скоростей.

Наличие пережима в горелке способствует устранению зоны обратных токов. Так, уже при величине пережима $D'/D = 0,9$ (D' — диаметр амбразуры в наиболее узком сечении, D — диаметр горловины горелки до пережима) в узком сечении отсутствуют обратные токи при сколь угодно малых значениях угла наклона лопаток и сколь угодно большой интенсивности крутки. Наличие конического расширения за пережимом также не приводит к появлению обратных токов в сечении пережима. Однако пережим увеличивает сопротивление горелки, и без достаточных обоснований его не следует делать. Повышение угла наклона лопаток приводит к смещению максимума скоростей в амбразуре ближе к оси вращения.

Выбором соответствующего угла наклона можно предотвратить втягивание пламени внутрь горелки.

Повышение угла наклона лопаток уменьшает угол разноса факела. При этом резкое уменьшение угла разноса факела происходит при изменении угла наклона лопаток от нуля до 30° , в особенности при его изменении от 20° до 30° . Дальнейшее увеличение угла наклона лопаток вплоть до 45° не приводит к заметному снижению угла разноса факела.

Увеличение крутки приводит к увеличению угла разноса факела, причем заметно это проявляется лишь при значениях n , превышающих 1,0.

Опытами [13] было установлено, что увеличение угла наклона лопаток приводит к увеличению неравномерности скоростей в устье. Минимальные значения скоростной неравномерности (2—6%) при изменении углов наклона лопаток от нуля до 45° получаются при значениях интенсивности крутки, не превышающих 0,8. Дальнейшее увеличение интенсивности крутки приводит к быстрому увеличению неравномерности, которая при $n = 2,0 \div 2,5$ достигает 10—17%.

Глава 4

ОСНОВЫ ПРОЦЕССОВ РАЗВИТИЯ И СМЕШЕНИЯ СТРУЙ

Ранее было показано, что газовая горелка является одним из основных элементов, определяющих полноту сжигания газа. Хотя горение и происходит в камере сгорания, все же длина факела пламени, его конфигурация, светимость и полнота сгорания газа являются следствием процессов распределения струй газа в воздухе

и их смешения с ним в газовой горелке. Опыт показывает, что недостатки организации процессов распределения газовых струй в горелке в процессе ее эксплуатации устранить довольно трудно, а иногда и невозможно. Наоборот, правильная организация распределения газовых струй и процесса смесеобразования в горелке может обеспечить полное сжигание газа практически без потерь тепла при высоких форсировках и больших теплонапряжениях камер (на порядок, больший, чем, например, в существующих топках).

Выше было установлено, что наиболее распространенные горелки с принудительной подачей воздуха основаны на многоструйном принципе смесеобразования. Этот же принцип положен в основу создания горелок большой единичной мощности. Горелки, основанные на струйном принципе перемешивания, чаще всего бывают двух типов: с периферийной и центральной подачей струй газа в поперечный поток воздуха (рис. 4.1).

Из сказанного выше следует, что смесеобразование, протекающее в горелках этого типа, определяется процессом развития системы газовых струй в поперечном потоке воздуха и одновременно сопровождающим его процессом перемешивания. Необходимо заметить, что при всей кажущейся на первый взгляд простоте явлений развития и перемешивания системы струй газа в поперечном потоке воздуха они являются процессами сложными и до последнего времени мало изученными.

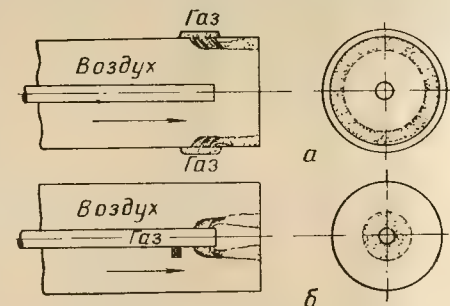


Рис. 4.1. Схема развития в горелках газовых струй, размещенных с малыми шагами между отверстиями.

а — при периферийной подаче газа; б — при центральной подаче газа.

Важнейшие параметры, определяющие процесс смесеобразования, как, например, выходные скорости газа v_g и воздуха v_a , диаметры отверстий для струй газов d , расстояния между отверстиями в ряду z и углы между направлением струй газа и направлением потока воздуха α (углы атаки струй) должны выбираться конструкторами и проектировщиками, сознательно, исходя из установленных закономерностей процессов, протекающих в горелках. При этом можно руководствоваться материалами, приведенными в этой и последующих главах книги. Несмотря на возможности обоснованного конструирования газогорелочных устройств по расчету, все же встречаются еще на практике горелки, созданные без расчета. Например, можно встретить газовые горелки, у которых начальные скорости газа выбраны в широком диапазоне значений — от 20 до 200 м/сек, размеры отверстий от 2 до 30 мм и более, число отверстий от 8 до 800 и более, многорядные с отверстиями одинакового размера.

В ряде конструкций аэродинамика взаимодействующих газоздушных потоков должным образом не упорядочена, и процесс распределения струй и их смешение в горелочном устройстве происходит неудовлетворительно. Условия же для исправления этих недостатков в топке, как уже отмечалось выше, в большинстве случаев несравненно менее благоприятны, требуют больших избытков воздуха, а в некоторых случаях и вообще не приведут к положительным результатам.

Для понимания процессов распределения газовых струй и смесеобразования, происходящих в горелке, и выяснения условий, к которым следует стремиться при их рациональном конструировании, рассмотрим два случая неудачного развития газовых струй в поперечном потоке воздуха в горелке: один при периферийной, а второй при центральной подаче газа.

Первый случай характеризуется подводом газовых струй с периферии из отверстий одного размера, размещенных с малыми шагами. В этом случае можно ожидать, что струи по выходе в воздушный поток сразу же сольются между собой в сплошное газовое кольцо у внешней стенки горелки, отжав от нее воздух (рис. 4.1, а).

Во втором случае такое же развитие газовых струй в горелке с центральной подачей газа (рис. 4.1, б) приведет к образованию газового кольца у внутренней (центральной) трубы. Несомненно, что перемешивание с воздухом газового кольца осуществить значительно труднее, чем смешать с воздухом этот же объем газа, но разделенный на отдельные струи. Однако из данного рассуждения также следует, что создание большого числа отверстий одного размера для выхода струй газа еще не является достаточным условием для хорошего смесеобразования, так как возможно слияние отдельных струй между собой с образованием сплошной газовой прослойки между стенкой и воздухом. В рассмотренных выше случаях условия подачи газа из центра особенно неблагоприятны, так как основной поток воздуха проходит у периферии горелки, слабо участвуя в смесеобразовании.

Рассмотрим также схематически оптимальные условия смесеобразования в горелке, которые помогут нам представить, к какому развитию струй в потоке воздуха необходимо стремиться.

Можно полагать, что идеальным условием для полного перемешивания газа с воздухом в пределах горелки была бы такая подача газа в поток воздуха, при которой каждый микрослой воздуха получал бы точно порционированное микроколичество газа. Такая идеальная схема организации смешения далеко не всегда является необходимой. Во-первых, потому, что не требуется идеального или даже значительного смешения газа с воздухом в пределах горелки, так как не всегда желательны горелки полного предварительного смешения; во-вторых, потому, что достаточно даже незначительно улучшить распределение газа по сечению горелки, чтобы в выходящем из нее потоке завершились процессы смешения и сгорания. Применительно к рассматриваемым типам горелок условием, достаточным для удовлетворительного перемешивания, является развитие газовых струй разных диаметров не в одном, а например, в двух или максимум в трех слоях воздушного потока. При этом желательно, чтобы в каждом слое, размещенном на разных радиусах (для круглых горелок) или разных расстояниях от стенок (для горелок прямоугольного сечения), подаваемые количества газа были пропорциональны расходам воздуха, проходящим через эти слои.

Для обеспечения такой схемы распределения газа в воздушном потоке по сечению горелки необходимо выход газа осуществлять через отверстия разных размеров, размещенных с зазорами, обеспечивающими струям развитие без слияния.

Рассмотренные выше случаи с неудовлетворительными и удовлетворительными условиями развития струй в горелках, несмотря на всю их схематичность, позволяют пока качественно, но все же различать встречающиеся на практике случаи развития струй. Кроме того, можно сделать некоторые выводы по созданию горелок с принудительной подачей воздуха, организованных на струйном принципе смесеобразования.

1. Если газовые струи одного размера не распределяются в основном расходе воздуха при истечении через один ряд отверстий, то газ следует подавать через отверстия двух или большего числа размеров.

2. Расстояния между отверстиями для выхода газовых струй должны обеспечивать их развитие в потоке без слияния с соседними струями.

3. Размеры отверстий для выхода газовых струй необходимо выбирать также из условия развития струй малого и большого размеров без слияния между собой.

4. Выходная скорость газа из отверстий должна обеспечить углубление струй в поток воздуха на заданные расстояния от плоскости выхода с тем, чтобы разместить газовые струи наиболее равномерно в основной массе воздуха (пропорционально его расходам).

Перечисленные общие условия развития струй обеспечивают организацию в горелке процесса струйного смесеобразования на не сливающихся между собой струях. Горелка, организованная по такой схеме,

всегда может быть рассчитана. Для этого необходимо знать закономерности развития и перемешивания струй газа в поперечном потоке воздуха.

Если эти закономерности будут изучены, то тогда будет легко распределить по расчету газовые струи в потоке воздуха и определить длину пути, необходимую для смешения струй газа с потоком воздуха. Это позволит для каждого горелочного устройства создавать желаемую степень перемешанности струй газа на пути к устью горелки (вплоть до полностью перемешанной горючей смеси).

Очевидно, что степень смешения газовой струи с воздухом на пути к устью горелки может меняться от 100% до доли, необходимой для образования горючей смеси, обеспечивающей устойчивое горение. При этом возможны случаи, когда в топку будет перенесена значительная часть процесса смешения, но это уже не представит опасности для завершения полного сжигания газа, поскольку газ будет равномерно распределен в потоке воздуха. При этом смешение с воздухом, а следовательно (в условиях высокой температуры), и сжигание в рассчитанных горелках обеспечены. Подчеркнем, что возможность ускорения или замедления процесса смешения на пути к устью горелки является мощным фактором организации светящегося или несветящегося факела пламени. В ряде случаев это может быть решающим обстоятельством, предпочтительным иногда даже полноте сжигания газа (например, в мартеновских печах и др.).

Следовательно, для расчета процесса смесеобразования необходимо установить, от каких конструктивных и гидродинамических параметров и как зависят развитие и перемешивание газовых струй в поперечном потоке воздуха.

В Институте термо- и электрофизики АН ЭССР [71] изучалась физическая сущность процессов взаимодействия и перемешивания струй газа с поперечным потоком воздуха. Аналитическое исследование процессов взаимодействия газовых или воздушных струй с поперечным потоком воздуха или газа встречает пока еще трудности. Поэтому опыты производили на экспериментальных воздушных установках. В начале исследовалось развитие в свободном поперечном потоке единичных струй, различных по форме устья: круглой, прямоугольной и плоской, затем — ряда струй, развивающихся в поперечном ограниченном потоке (применительно к условиям развития струй в горелках), а также процесс перемешивания струй газа с поперечным потоком воздуха.

При развитом турбулентном движении, когда силы сопротивления определяются не молекулярной вязкостью, а турбулентным переносом, перемешивание струй, развивающихся в потоке, должно быть автомодельным в области больших чисел Рейнольдса (Re). Этот процесс характерен для газовых горелок, в которых происходит перемешивание турбулентных газовых струй с турбулентным потоком воздуха.

Для неизотермического истечения определяющим является критерий Архимеда $Ar = \left(\frac{g \Delta t_0}{T_r} \cdot \frac{d}{v_2^2} \right)$, но при малых значениях чисел Ar ,

которые относятся к данному случаю (большие скорости истечения) влияние его на траекторию струи практически ничтожно.

При исключении влияния чисел Re и Ar развитие струй в поперечном потоке и протекающие в них процессы перемешивания необходимо поставить в зависимость от следующих величин:

- 1) размера струй различных форм устья d , d_3 , b_0 ;
- 2) формы струй в устье (круглое, прямоугольное, плоское);
- 3) относительного шага между струями s/d и s/d_3 ;
- 4) угла атаки струй α ;
- 5) коэффициента структуры струй a (характеристика турбулентности струи);
- 6) гидродинамического параметра, равного отношению скоростных напоров струи в устье и поперечного потока

$$\frac{\rho_2 v_2^2}{\rho_1 v_1^2} = q_{21}.$$

Здесь ρ_1 и v_1 — соответственно плотность и скорость воздушного потока, а ρ_2 и v_2 — плотность и скорость струи в устье.

Первые четыре параметра являются определяющими конструктивными, а последние два — определяющими режимными параметрами. Параметр $\rho_2 v_2^2 / \rho_1 v_1^2$ был предложен [69], исходя из соображений, что при развитом турбулентном движении струй решающее значение имеет отношение скоростных напоров. Поэтому принимаем в условиях однозначности вместо двух параметров ρ и v величину ρv^2 . В обозначениях безразмерного определяющего параметра $\rho_2 v_2^2 / \rho_1 v_1^2 = q_{21}$ здесь и далее величины с индексом 1 будут относиться к основному поперечному потоку, а с индексами 2 — к струе. При обработке экспериментального материала как с изотермическими, так и с неизотермическими струями подтвердилось, что данный параметр действительно является определяющим для рассматриваемого процесса развития струй в поперечном потоке.

Влияние отмеченных выше величин проверялось при исследовании следующих взаимодействий:

- 1) струи (круглой, прямоугольной и плоской) с поперечным свободным и ограниченным потоком;
- 2) круглых и прямоугольных струй, размещенных в ряд (с различными относительными шагами), с поперечным ограниченным потоком.

Опыты проводились на четырех экспериментальных установках.

На первой установке изучали основной свободный поперечный поток размером 480×600 мм, на второй — ограниченный поперечный поток размером 600×700 мм, на третьей — неизотермические струи в поперечном потоке диаметром 700 мм и на четвертой — развитие струи в ограниченном прямом и закрученном потоках диаметром 250 мм.

Зависимости, полученные в результате обработки экспериментальных данных, представлены в безразмерных координатах и могут быть использованы в виде простых формул при решении технической задачи расчета

процессов развития и перемешивания струй газа с воздухом в газовых горелках. В большинстве опытов струи вытекали в поток из сопел, но были проведены опыты и по истечению из отверстий в тонкой стенке.

СТРУЯ В ПОПЕРЕЧНОМ СВОБОДНОМ ПОТОКЕ

Круглая струя. Опыты проводились с единичной круглой струей разных диаметров (5, 10, 20 и 21,7 мм), ориентированной к основному потоку под разными углами атаки — от 30 до 150° (через каждые 30°) при различных отношениях скоростей ($v_2/v_1 = 3 \div 20$) и температур ($T_2/T_1 = 0,64 \div 2,86$). Угол атаки α был принят равным нулю, когда потоки двигались параллельно и в одном направлении, и 180° при встречном движении.

Наибольшее число опытов проводилось со струей, направленной перпендикулярно (угол

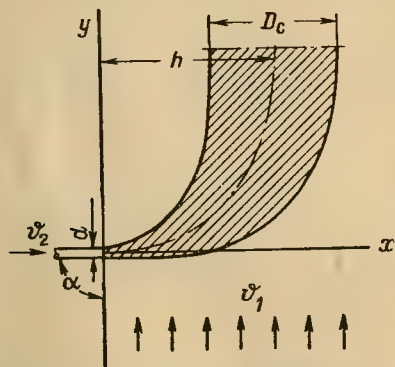


Рис. 4.2. Схема развития струи газа в поперечном потоке воздуха.

атаки $\alpha = 90^\circ$) к основному потоку, движущемуся вертикально (снизу вверх). В опытах по развитию струи газа в поперечном потоке воздуха (рис. 4.2) струя газа имитировалась воздухом, который в необходимых случаях подогревался.

Температура потока в большинстве опытов выдерживалась на уровне 300° К, а в некоторых опытах 575° К, а струи в устье — на уровне 300, 600 и 860° К. Значения гидродинамического параметра q_{21} изменялись в пределах от 2,5 до 1000.

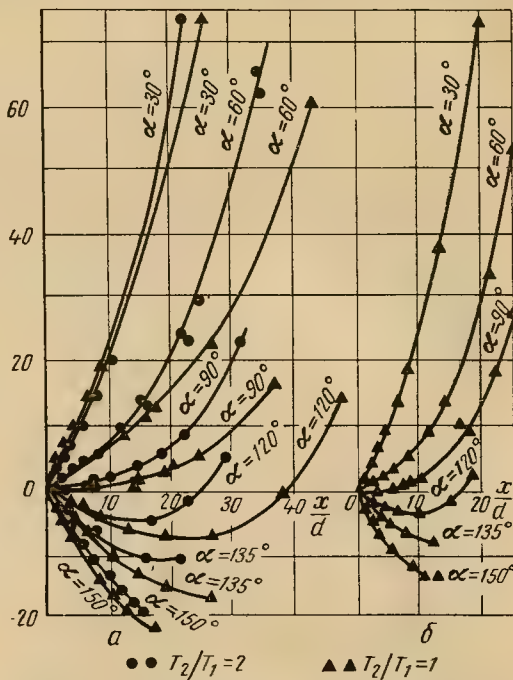


Рис. 4.3. Оси круглых струй в свободном поперечном потоке при различных углах атаки. а — $v_2/v_1 = 20$ при $T_2/T_1 = 1$ и 2; б — $v_2/v_1 = 10$ при $T_2/T_1 = 1$.

Коэффициент структуры струй a изменялся от 0,06 до 0,08.

Исследование формы оси струи, развивающейся в поперечном потоке при различных значениях режимных и конструктивных параметров, является центральным моментом, представляющим интерес для разработки методики расчета газовых горелок.

Под осью струи понимается линия, соединяющая точки с максимальными значениями скоростей в различных поперечных сечениях струи. Метод определения оси струи по скоростным полям проверялся температурными измерениями и фотографированием окрашенных струй на фоне сеточного экрана. Результаты опытов показали удовлетворительное совпадение всех трех методов измерений.

Опыты проводились с целью получения формулы для расчета осей струй.

На рис. 4.3 нанесены оси струй, полученные в изотермических и неизотермических условиях при различных отношениях скоростей и температур для различных углов атаки. Из приведенных кривых видно, что при больших углах атаки ($\alpha = 150$ и 135°) струя довольно быстро затухает, в то время как при меньших углах атаки ($\alpha = 30$ и 60°) ее путь вдоль оси струи достаточно большой. Это находится в полном соответствии с представлениями о физической стороне процесса смешения: при движении навстречу потоку струя быстрее затухает, чем при движении вдоль него. На рис. 4.4 приведено шесть осей струй, полученных в опытах со струями разных диаметров при $\alpha = 90^\circ$ и различных значениях определяющего гидродинамического параметра q_{21} . Каждая кривая объединяет опытные точки, соответствующие струям разных диаметров.

После обработки опытных данных, приведенных на рис. 4.4, было получено уравнение оси круглой струи, распространяющейся в свободном поперечном потоке под углом $\alpha = 90^\circ$ (перпендикулярно к направлению потока) в виде:

$$\frac{ay}{d} = 195 \left(\frac{\rho_1 v_1^2}{\rho_2 v_2^2} \right)^{1,3} \left(\frac{ax}{d} \right)^3. \quad (4.1)$$

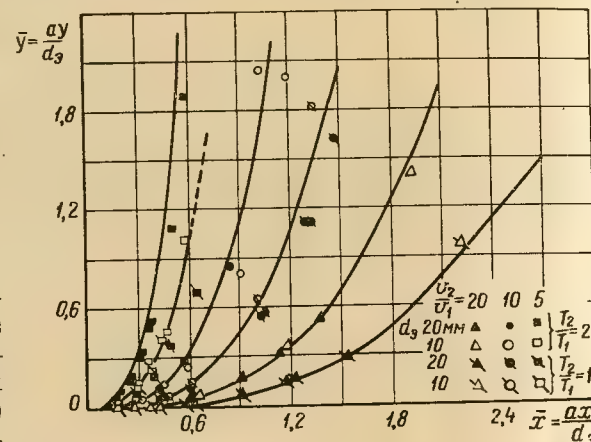


Рис. 4.4. Оси круглых струй, развивающихся в свободном поперечном потоке в зависимости от определяющего гидродинамического параметра.

Для струи с углом атаки α от 45° до 135° можно рекомендовать уравнение оси круглой струи

$$\frac{ay}{d} = 195 \left(\frac{\rho_1 v_1^2}{\rho_2 v_2^2} \right)^{1,3} \left(\frac{ax}{d} \right)^3 + \frac{ax}{d} \operatorname{ctg} \alpha. \quad (4.2)$$

Уравнение (4.2) проверено в промежутке значений $\rho_1 v_1^2 / \rho_2 v_2^2$ от $1,45 \times 10^{-3}$ до $8 \cdot 10^{-2}$; $45^\circ \leq \alpha \leq 135^\circ$; $0 \leq ax/d \leq aD_1$, где aD_1 — произведение коэффициента структуры на дальнобойность струй — может быть всегда рассчитано по формуле (4.5).

Для того чтобы показать, что предложенный параметр действительно является определяющим для всех струй, приведенных на рис. 4.4 во всем интервале изменения переменных величин, на рис. 4.5 представлены все опытные данные в координатах $(ay/d) q^{1,3}$; ax/d .

Из графика видно, что все экспериментальные точки удовлетворительно ложатся на одну кривую.

Таким образом, проведенные опыты показывают независимость формы оси струи, развивающейся в поперечном потоке, от температуры газа в струе и в потоке, если обработку результатов эксперимента проводить по предложенному в работе [69] определяющему гидродинамическому параметру. В данных опытах отношение температур T_2/T_1 изменялось от 0,64 до 2,86. Из приведенных выше данных видно, что разница температур достигалась главным образом подогревом струи и скоростной напор в свободном поперечном потоке не превышал примерно $1/30$ величины скоростного напора в струе.

Для оценки влияния температуры набегающего поперечного потока на глубину проникновения струи при больших скоростных напорах в потоке (соизмеримых со скоростным напором в струе) Г. С. Шандоровым [191] были проведены дополнительные эксперименты.

В частности, в этой работе проверялся предложенный в работе [69] параметр q_{21} . С этой целью при помощи оптического прибора ИАБ-451 были тщательно изучены теневые фотографии струи холодного воздуха, распространяющегося в поперечном потоке горячего газа.

Г. С. Шандоров отметил, что полученные экспериментальные данные позволяют распространить наш вывод о независимости изгиба оси струи

от температуры газа в струе и в потоке при обработке результатов эксперимента по гидродинамическому параметру q_{21} на случай малых величин этого параметра и отношений температуры газа в потоке и струе T_1/T_2 .

При обработке опытных данных по параметру q_{21} подтверждена независимость изгиба оси от температуры газа в струе и в поперечном потоке в пределах изменения отношения T_1/T_2 от 0,3 до 3, т. е. в 10 раз.

Для удобства использования зависимостей по развитию струи в поперечном свободном потоке [69], в частности, для определения глубины ее проникновения в поток h , были использованы понятия относительной и абсолютной глубины проникновения струи в поток и дальнобойности струи (см. рис. 4.2).

Под относительной глубиной проникновения струи в поток будем понимать относительное расстояние по нормали от плоскости устья до оси струи, принявшей направление поперечного потока газа h/d , где h — абсолютная глубина проникновения струи в поток в мм. Так как определить h практически трудно из-за недостаточной точности замера скорости на оси струи при больших расстояниях от устья, поскольку струя в поперечном потоке затухает значительно быстрее, чем в неподвижном пространстве, было решено ввести еще одно определение дальнобойности струи D_1 . При этом под дальнобойностью струи D_1 нами понимается относительное расстояние x/d по нормали от плоскости устья до места на оси струи, в котором проекция осевой скорости на ось x составляет 5% от устьевой скорости струи. Такое определение дальнобойности условно; оно показывает, на каких расстояниях по нормали от плоскости выхода струя дольше сохраняет направление по оси x (см. рис. 4.2). Введение его позволило сопоставить между собой все исследованные струи и получить аналитическое выражение для дальнобойности струи, развивающейся в поперечном потоке [74].

Формулы для определения относительной h/d и абсолютной h глубины проникновения турбулентной струи в поперечный поток имеют вид:

$$\frac{h}{d} = k \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} \quad \text{или} \quad \frac{h}{d} = 2,2 \sqrt{q_{21}}, \quad (4.3)$$

$$h = kd \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} \quad \text{или} \quad h = 2,2d \sqrt{q_{21}}, \quad (4.3a)$$

где d — диаметр струи в устье в мм; k — безразмерный коэффициент, зависящий от угла атаки струи и коэффициента структуры струи a ; ρ_2 , ρ_1 — соответственно плотности газа и воздуха.

Значение k для струи, вытекающей в поперечный свободный поток под углом $\alpha = 90^\circ$, определяется по графику рис. 4.6. На нем нанесены опытные точки, полученные на водяной [189] и воздушной [68] установках. Прямая рассчитана по формуле (4.3) и соответствует значениям глубины проникновения струи в поперечный свободный поток. На графике видно, что все опытные точки, характеризующие глубину проникновения водяной и воздушной струй, удовлетворительно укладываются

на одну прямую. По этой прямой можно определить, что коэффициент пропорциональности в формуле (4.3) для подсчета глубины проникновения единичной струи в поперечный поток $k = 2,2$.

Глубина проникновения в поток струи круглого сечения с любым значением коэффициента структуры может быть определена по формуле

$$\frac{h'}{d} = \frac{0,132}{a} \cdot \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} = \frac{0,132}{a} \sqrt{q_{21}}, \quad (4.4)$$

где a — коэффициент структуры струи, для которой вычисляется относительная глубина проникновения в поток.

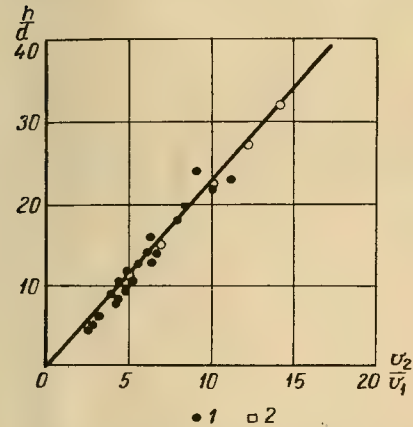


Рис. 4.6. Сопротивление относительной глубины проникновения, определенной по экспериментальным исследованиям с расчетной формулой автора.

● — опыты Н. П. Чернобыльского и Г. М. Щеголева; ○ — опыты автора.

По значениям k_1' можно судить, что наибольшей дальностью D_1 обладают струи с углом атаки $\alpha = 90^\circ$. Значения дальности струй, вычисленные по формуле (4.5), дают удовлетворительное совпадение с опытными данными во всем исследованном интервале изменений определяющего гидродинамического параметра.

Отметим, что глубина проникновения в поток струи, имеющей угол атаки, например 120 или 135° , больше глубины проникновения в поток струи с углом атаки $\alpha = 90^\circ$. Связано это с тем, что перемешивание струи происходит тем интенсивнее, чем больше угол атаки α . Поэтому, несмотря на большую глубину проникновения струи под углом $\alpha = 135^\circ$ по сравнению со струей, имеющей угол $\alpha = 90^\circ$, ее дальность D_1 из-за более быстрого затухания оказывается меньшей, чем при угле атаки $\alpha = 90^\circ$.

Если коэффициент структуры струи неизвестен, то для струй, вытекающих из сопел с подвижным сечением, коэффициент структуры можно принимать равным $0,06$; при истечении из цилиндрических наконечников $a = 0,07 \div 0,08$ в зависимости от качества изготовления наконечников.

Выражение для дальности круглой турбулентной струи D_1 при средних значениях коэффициента структуры и углах атаки α от 45 до 135° может быть представлено в виде:

$$aD_1 = \frac{ax}{d} = k_1' \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} = k_1' \sqrt{q_{21}}, \quad (4.5)$$

где k_1' — безразмерный опытный коэффициент, зависящий от угла атаки α . Значения k_1' для струй с углами атаки $\alpha = 45, 60, 90, 120$ и 135° , полученные на основании опытных данных, оказались соответственно равными $0,1; 0,11; 0,12; 0,11$ и $0,1$.

Не касаясь здесь детально закономерностей изменения осевых скоростей и температур струи, подробно выясненных в ходе исследований [71], отметим некоторые результаты измерений. Опыты показали, что падения скорости и температуры по оси струи, развивающейся в поперечном потоке, так же как и в неподвижном пространстве, являются функцией диаметра ее устья.

Если относительные разности скоростей $\Delta v_{\max}/\Delta v_0 = v_{\max} - v_1/v_2 - v_1$ ($v_{\max}$ — текущая максимальная скорость в поперечных сечениях изогнутой

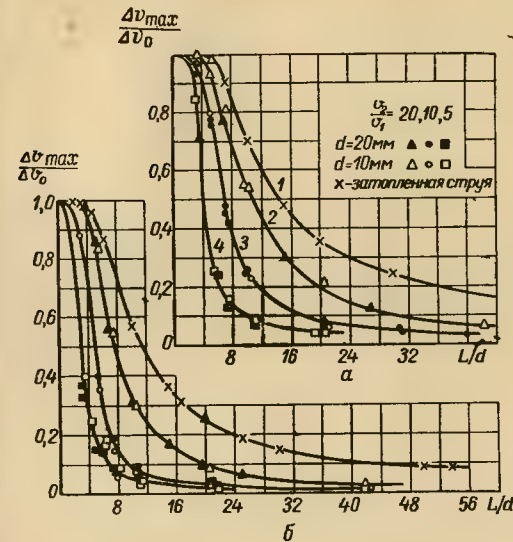


Рис. 4.7. Изменение относительной разности скоростей по оси струи в поперечном свободном потоке.

a — при $T_2/T_1 = 1$; b — при $T_2/T_1 = 2$; $1 - v_2/v_1 = \infty$; $2 - v_2/v_1 = 20$; $3 - v_2/v_1 = 10$; $4 - v_2/v_1 = 5$.

в потоке струи) вдоль оси каждой из исследованных струй построить на рис. 4.7 в виде зависимости от безразмерного расстояния L/d , то получим семейство кривых, различающихся по параметру v_2/v_1 . Каждая кривая объединяет точки, полученные в опытах со струями различных диаметров. Из рис. 4.7 видно, что изменение скорости вдоль оси струи, развивающейся в свободном поперечном потоке, происходит тем интенсивнее, чем меньше отношение скорости в устье струи v_2 к скорости потока v_1 .

Приведенные кривые доведены до полного завершения смешения, которое фиксируется различной длиной пути струи вдоль оси или в относительных расстояниях L/d .

Отметим одну интересную особенность рассматриваемого явления. Оказывается, что сечение круглой струи, развивающейся в поперечном потоке от места выхода, приобретает подковообразную форму. Подробные

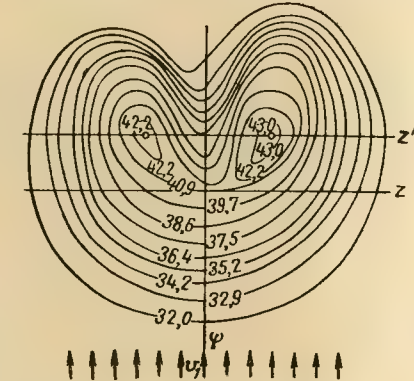


Рис. 4.8. Температурное поле круглой струи $d = 10$ мм в поперечном потоке на расстоянии $L/d = 41,7$; при $T_2/T_1 = 2$; $v_2/v_1 = 10$ и $\alpha = 90^\circ$.

измерения температурных полей в поперечных ее сечениях на различных расстояниях от отверстия показали, что осесимметричные изотермы под влиянием поперечного потока трансформируются в подковообразные. За струей, которая является непроницаемой для потока, образуется, как за каждым препятствием, циркуляционная зона. Если еще учесть, что поток деформирует струю (сплющивает), то в результате всех этих воздействий струя принимает форму подковы (рис. 4.8), причем можно видеть, что зона максимальной температуры находится не только на оси струи, а распространяется симметрично на две ее боковые области, расположенные от оси в стороны, перпендикулярные к направлению основного потока. Линия z' соответствует местоположению обоих боковых максимумов температуры [68].

Приведенное температурное поле (подобным же будет и поле концентрации газа) поперечного сечения струи круглого сечения [68] хорошо подкрепляется распределением скоростей в нормальных сечениях струи, замеренных Г. С. Шандоровым. При этом можно предположить, что характер взаимодействия обтекающего потока со струей таков, что возможно возникновение дополнительного циркуляционного движения в самой струе. В связи с образованием циркуляционных зон за струей она может явиться хорошим стабилизатором воспламенения, например в камере горения газовых турбин. При некоторых условиях (высокой температуре воздуха и наличии возвратного потока топочных газов) это, к сожалению, возможно и в газовой горелке.

Обнаруженные особенности развития струи в поперечном потоке показывают довольно сложный характер явления взаимодействия струи с потоком.

Здесь не рассматривается, когда и какое перемешивание струи газа с воздухом нужно создавать в горелке. Отмечается только возможность регулирования степени смешения газа с воздухом к устью горелки — от полного перемешивания до минимально необходимого для образования горючей смеси. Подробнее к этому вопросу вернемся в гл. 5 при разработке метода расчета.

Прямоугольная струя из сопла. В ряде конструкций газогорелочных устройств применяются сопла различных начальных форм, чаще всего круглой, прямоугольной и вытянутой — щелевидной, например в горелках с центральной подачей газа.

Представляло определенный практический интерес установить закономерности перемешивания струи, развивающейся в поперечном потоке, при различной форме устья.

Опыты проводились со струями при прямоугольной форме устья, равными по площади круглым соплам. Эквивалентный диаметр струй $d_s = 10$ и 20 мм при отношении сторон в устье $H/b = 5$ ($d_s = \sqrt{f_c/\pi}$, где f_c — площадь струи в устье). Прямоугольные сопла ориентировались большей стороной устья то вдоль основного потока воздуха, то поперек (соответственно будем именовать их прямоугольными продольными и прямоугольными поперечными соплами).

Опыты показали возможность обобщения осей струй, выходящих из прямоугольных продольных сопел, по эквивалентному диаметру со струями круглого сечения.

Рекомендуя для практического использования расчетное уравнение оси прямоугольной продольной струи по аналогии с уравнением оси круглой струи, в последнем принимаем коэффициент $a = 0,07$, т. е. средний для исследованных струй.

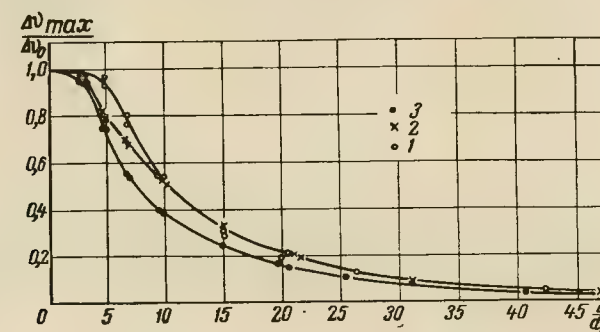


Рис. 4.9. Изменение относительной разности скоростей по оси струй различной формы, развивающихся в поперечном свободном потоке при $v_2/v_1 = 20$ и $\alpha = 90^\circ$.

1 — круглая струя; 2 — прямоугольная продольная струя; 3 — прямоугольная поперечная струя.

Тогда, подставляя в уравнение (4.2) значение $a = 0,07$ и заменяя d на d_s , получаем для практических расчетов уравнение оси прямоугольной продольной струи в виде

$$\frac{y}{d_s} = \left(\frac{\rho_1 v_1^2}{\rho_2 v_2^2} \right)^{1,3} \left(\frac{x}{d_s} \right)^3 + \frac{x}{d_s} \operatorname{ctg} \alpha. \quad (4.6)$$

Уравнение (4.6) справедливо в области $45^\circ \leq \alpha \leq 135^\circ$, $0 \leq x/d_s \leq \leq D$. Относительная глубина проникновения прямоугольной продольной струи в поперечный поток определяется аналогично круглой струе формулой (4.3)

$$\frac{h}{d_s} = k \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} = k \sqrt{q_{21}},$$

где k — безразмерный опытный коэффициент, для единичной прямоугольной продольной струи равный 1,9, т. е. такой же, как и для круглой струи, имеющей $a = 0,07$.

Глубина проникновения прямоугольной поперечной струи в поток, как показали наши опыты, должна приниматься примерно на 20% меньше, чем для прямоугольной продольной или круглой струи. Это понятно и вполне закономерно, так как поток действует на большую площадь струи.

Уравнением (4.6) можно воспользоваться также для практических расчетов оси круглой струи, если заранее неизвестен ее коэффициент структуры, так как формула справедлива для среднего значения $a = 0,07$.

Здесь не рассматриваются изменения скоростей и температур вдоль осей прямоугольных продольных струй, однако необходимо подчеркнуть, что равенство дальнобойности струй D_1 еще не означает точного равенства кривых затухания осевой скорости прямоугольной продольной и круглой струй. В этом можно легко убедиться, обратив внимание на график рис. 4.9, на котором в координатах $\Delta v_{\max}/\Delta v_0$, L/d_0 приведены опытные данные затухания осевых скоростей струй круглой и прямоугольной форм устья, развивающихся в свободном поперечном потоке при отношении скоростей $v_2/v_1 = 20$ и угле атаки $\alpha = 90^\circ$.

Если сравнивать между собой струи различных форм устья по эквивалентному диаметру, начиная с расстояния более 10 калибров от места истечения, что практически и представляет интерес, то почти не будет никакой разницы ни в затухании осевой скорости, ни в глубине проникновения в поток прямоугольной продольной и круглой струй. Прямоугольная поперечная струя затухает несколько быстрее, а глубина проникновения ее в поток, как уже отмечалось, примерно на 20% меньше, чем глубина проникновения круглой и продольной струй.

Эти исследования достаточно наглядно показывают, что форма струй в устье не имеет существенного значения и в каждом конкретном случае может выбираться любая форма, по условиям удобства изготовления или размещения отверстий в газовых камерах горелки. Значение имеет эквивалентный диаметр отверстия выбранной формы.

СТРУИ РАЗЛИЧНЫХ ПРАВИЛЬНЫХ ФОРМ УСТЬЯ В ПОПЕРЕЧНОМ СВОБОДНОМ ПОТОКЕ

Используя приведенные опытные данные по круглым и прямоугольным струям в поперечном потоке и обобщая другие опытные материалы по исследованию струй различных начальных форм (квадрат, эллипс, кольцевое сечение, треугольник и т. п.), можно решить задачу о развитии этих струй в поперечном потоке.

С. Б. Старк [165] обобщил опытные данные по затуханию осевых скоростей свободных затопленных струй, вытекающих из отверстий правильной формы (рис. 4.10). Эквивалентный диаметр при этом рассчитывался по формуле

$$d_3 = \frac{1}{k_v} \sqrt{\frac{4f_c}{\pi}} \quad \text{или} \quad d_3 = \sqrt{\frac{4f_c}{\pi}}, \quad (4.7)$$

где k_v — коэффициент скоростного поля струи в устье, равный отношению максимальной скорости струи к средней, $k_v = \frac{v_{\max}}{v_{\text{ср}}}$; f_c — площадь отверстия для струи в мм^2 . Отметим, что в наших опытах коэффициент $k_v = 1$.

Экспериментальные данные по затуханию осевой скорости струй, выходящих из кольцевого сечения во всем исследованном интервале изменения параметра d_0/d , распределились на одну универсальную кривую, построенную в координатах $v_{\max}/v_0$, x/d [62]. Суть этой обработки заключается в замене кольцевой струи эквивалентной круглой струей, т. е. струей, имеющей в устье эквивалентную скорость v_3 , которую предложено рассчитывать по формуле

$$v_3 = v_y \sqrt{1 - \left(\frac{d_0}{d}\right)^2}. \quad (4.8)$$

В частном случае, не для кольцевой, а круглой струи ($d_0/d = 0$) за v_y принимается скорость на оси струи в устье.

Я. Б. Зельдович [165] подтвердил предложение И. О. Замазий по обобщению кольцевых струй и исследовал дальнейшее развитие струи, выходящей из кольцевого сечения, когда помимо потока по внешнему кольцу имеется и центральный поток с отношением скоростей $v_2/v_1 = 1; 2; 3$. Введение понятия эквивалентной струи позволяет и в этом случае обобщить опытные данные и заменить все разнообразные кривые затухания осевой скорости струи при различных условиях истечения одной кривой затухания осевой скорости свободной осесимметричной струи.

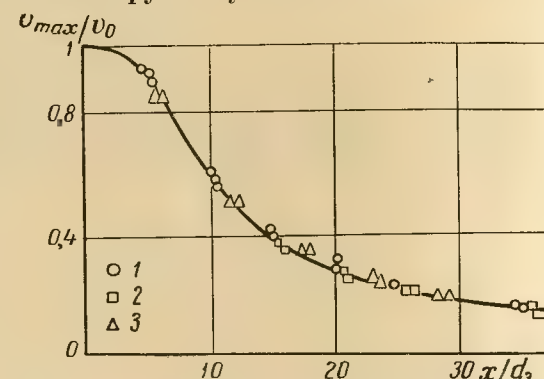


Рис. 4.10. Универсальная кривая затухания осевой скорости струи, вытекающей из отверстий правильной формы.

1 — круглое отверстие $d = 41,5$ мм; 2 — квадратное отверстие 35×35 мм; 3 — треугольное отверстие $b = 54$ мм.

Закономерности струи эллипсоидальной формы устья рассмотрены в работе В. И. Миткалинного [117], исследовавшего взаимодействие соизмеримых струй. Изучая движение двух параллельных струй, разнесенных между собой на некотором расстоянии в устье, В. И. Миткалинный обнаружил, что, начиная с некоторого сечения, обе струи сливаются в одну струю эллипсоидальной формы. Введя понятие об эквивалентном диаметре или об эквивалентной струе, можно струю эллипсоидальной формы также рассчитать по известным закономерностям свободной круглой струи.

Таким образом, все вопросы, связанные с аэродинамикой струи, выходящей из устья различной формы (круглой, квадратной, прямоугольной, треугольной, кольцевой, эллипсоидальной и др.) и развивающейся в поперечном потоке, сводятся к закономерностям развития эквивалентной свободной круглой струи в поперечном потоке [71].

ПЛОСКАЯ СТРУЯ В ПОПЕРЕЧНОМ СВОБОДНОМ ПОТОКЕ

Плоская струя отличается от прямоугольной поперечной струи большим в несколько раз отношением сторон в устье H/b_0 . В качестве характерного линейного размера плоских струй следует принять ширину $2b_0$ или полуширину сопла b_0 в устье; H — большая сторона сопла в устье.

Опыты проводились с тремя соплами при $H/b_0 = 10; 33$ и $44,5$. Абсолютные размеры исследуемых сопел составляли $0,9; 2,6$ и 4 мм. Изменение ширины сопел более чем в 4 раза являлось достаточным, чтобы подтвердить или опровергнуть возможность обобщения плоских струй в потоке при отнесении всех линейных размеров к полуширине сопла в устье. Ширина

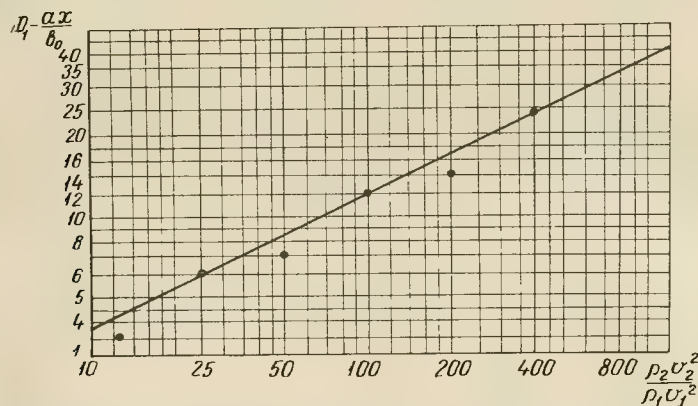


Рис. 4.11. Дальнобойность плоской струи при $\alpha = 90^\circ$ в зависимости от определяющего гидродинамического параметра.

основного потока в несколько раз превышала размер H наибольшего сопла.

С плоскими струями в поперечном свободном потоке проводились опыты при четырех значениях отношения скоростей струи и потока v_2/v_1 ($5; 7,1; 10; 20$) и при двух значениях отношения температур T_2/T_1 (1 и 2). При этом параметр q_{21} изменялся в широких пределах — от 400 до $12,5$, т. е. более чем в 30 раз.

По скоростным и температурным замерам определялись форма скоростной оси струи, ее глубина проникновения в поперечный поток, дальнобойность и изменение скорости и температуры вдоль оси струи. Оси струй, определенные по замерам, сравнивались с осями, вычисленными из обработок фотографий, окрашенных дымом струй.

Опыты производились со струями, вытекающими из сопел, ориентированных к горизонту под углами $\alpha = 90$ и 120° , с коэффициентами структуры струи a , равными $0,08$ и $0,12$. Значения скоростей в опытах изменялись от 80 м/сек в устье до $4,0$ м/сек в конечных сечениях струй.

Рассмотрим основные результаты опытов, необходимые для практических расчетов. На рис. 4.11 в логарифмических координатах приведены экспериментальные данные по дальнобойностям плоских струй с углом атаки $\alpha = 90^\circ$, соответствующие данным, полученным по формуле

$$aD_1 = \frac{ax}{b_0} = k_2 \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} - 1,2 \sqrt{q_{21}}, \quad (4.9)$$

где коэффициент пропорциональности $k_2 = 1,2$ при угле $\alpha = 90^\circ$, а при углах $\alpha = 60$ и 120° $k_2 = 1,1$.

Дальнобойности струй, выходящих из сопел с $H/b_0 = 10$ (прямоугольные поперечные струи), получились меньше примерно на 20% , чем для прямоугольных продольных струй, вытекающих из сопел такой же

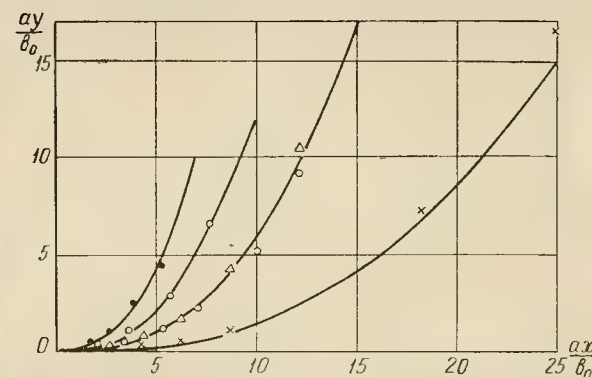


Рис. 4.12. Оси плоской струи, развивающейся в свободном потоке при различных значениях определяющего гидродинамического параметра.

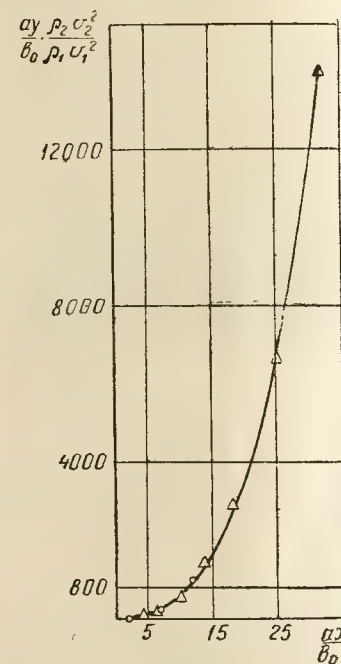


Рис. 4.13. Обобщенный график осей плоской струи различных удельных весов, развивающейся в поперечном свободном потоке.

формы. Это расхождение вполне закономерно и объясняется тем, что струи с отношением $H/b_0 = 10$, строго говоря, не являются плоскими вытянутыми струями.

Исходя из того, что струи при $H/b_0 = 10$ затухают быстрее вытянутых плоских струй, уравнение осей струй определялось из опытов с соплами $H/b_0 = 33$ и $44,5$, которые являются характерными представителями плоских струй.

Приведенные на рис. 4.12 кривые являются осями струй, развивающихся при различных значениях гидродинамического параметра.

Дальнейшей обработкой опытных данных было получено уравнение оси плоской струи, развивающейся в свободном поперечном потоке при угле атаки $\alpha = 90^\circ$, в виде

$$\frac{ay}{b_0} = 1,9 \frac{\rho_1 v_1^2}{\rho_2 v_2^2} \left(\frac{ax}{b_0} \right)^{2,5}. \quad (4.10)$$

Опытные данные всех плоских струй представлены в обобщенных координатах на рис. 4.13, из которого видно, что все опытные точки удовлетворительно легли на одну кривую. Это показывает соответствие расчетного уравнения (4.10) оси плоской струи, развивающейся в поперечном потоке, всем полученным экспериментальным данным и что предложенный гидродинамический параметр действительно является определяющим для процесса взаимодействия струи с потоком.

Для плоской струи с углами атаки, отличающимися от 90° не более чем на 45° в ту или другую сторону, по аналогии с выражением (4.2) можно рекомендовать уравнение оси струи в виде:

$$\frac{ay}{b_0} = 1,9 \frac{\rho_1 v_1^2}{\rho_2 v_2^2} \left(\frac{ax}{b_0} \right)^{2,5} + \frac{ax}{b_0} \operatorname{ctg} \alpha. \quad (4.11)$$

Уравнение (4.11) проверено в интервале изменения значений $45^\circ \leq \alpha \leq 135^\circ$; $0 \leq ax/b_0 \leq aD_1$ и $2,5 \cdot 10^{-3} \leq \rho_1 v_1^2 / \rho_2 v_2^2 \leq 8 \cdot 10^{-2}$, оно может применяться в еще более широких пределах изменения угла α и увеличения гидродинамического параметра ($30^\circ \leq \alpha \leq 150^\circ$) $1 \cdot 10^{-4} \leq \rho_1 v_1 / \rho_2 v_2 \leq 2 \cdot 10^{-1}$.

СИСТЕМА СТРУЙ В ПОПЕРЕЧНОМ ОГРАНИЧЕННОМ ПОТОКЕ

Из рассмотрения условий развития ряда струй в поперечном потоке, ограниченном твердыми стенками канала (в поперечном ограниченном потоке), с точки зрения теории подобия следует, что относительный шаг между струями входит в условия однозначности и может в некоторых пределах своего изменения стать определяющим конструктивным параметром.

Поэтому при исследовании взаимодействия ряда струй с поперечным ограниченным потоком представляло интерес:

1) проверить возможность распространения полученных ранее зависимостей для единичной струи в поперечном свободном потоке на условия развития в канале;

2) определить влияние относительного шага между отверстиями для выхода струй s/d (где s — расстояние в мм между центрами отверстий для соседних струй в ряду) на глубину проникновения ряда струй в поток.

Струи, вытекающие из наконечника или из отверстий в толстой стенке

Опыты проводились со струями начального диаметра $d = 5,1; 10,25$ и 20 мм. Максимальное число струй в ряду было 13. Установка позволяла выключать из работы любые струи и работать с заданным их числом от 1 до 13 при изменении абсолютного и относительного шага между струями. Перед отверстием в толстой стенке поток поджимался, и тем самым поле скоростей выравнивалось в выходном сечении. Отверстием в толстой

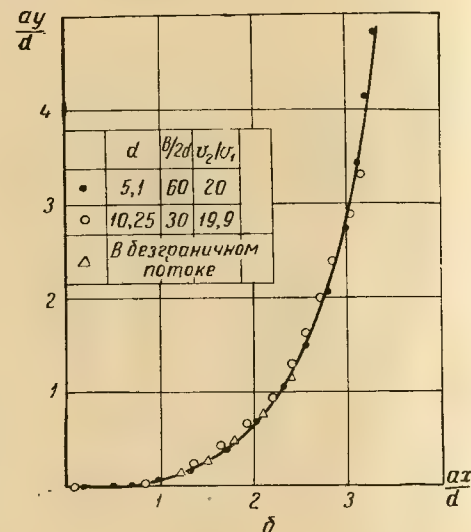
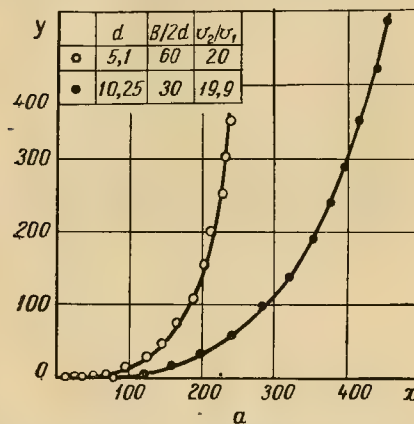


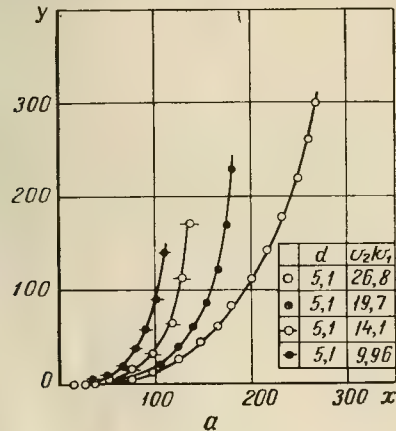
Рис. 4.14. Оси круглой струи разных диаметров, развивающейся в поперечном ограниченном потоке при $v_2/v_1 = 20$ и $\alpha = 90^\circ$.

a — в координатах x, y ; b — в обобщенных координатах $ax/d, ay/d$.

стенке можно считать условия истечения при $\delta/d > 0,5$ (где δ — толщина стенки).

Формы оси единичной струи. После того как опытами было подтверждено, что все струи в ряду имеют одинаковую форму оси, в дальнейшем при всех работающих струях исследовалась только одна центральная струя. В отличие от исследований в свободном потоке для единичной струи, развивающейся в поперечном ограниченном стенками потока, относительный шаг должен быть заменен отношением полуширины канала $B/2$ к диаметру струи в устье d , т. е. $(B/2d)$. На рис. 4.14 приведены траектории струй $d = 5,1$ и $10,25$ мм при номинальном отношении скоростей $v_2/v_1 = 20$. При одинаковом значении коэффициента структуры струи $a = 0,07$ расхождение между осями (рис. 4.14, a) определяется лишь различием диаметров струй в устье. В обобщенных координатах (рис. 4.14, b) оси струй удовлетворительно укладываются на одну

кривую. Для сравнения опытных данных с прежними, полученными при исследовании струи в поперечном свободном потоке, на этот же график нанесены экспериментальные точки опыта со струей $d = 20$ мм при $a = 0,06$, проведенного при отношении скоростей $v_2/v_1 = 20$. На этом рисунке видно, что оси струй, развивающихся в свободном поперечном потоке и в поперечном потоке, ограниченном каналом, при отношении $B/2d = 60$ и 30 между собой совпадают. Такие же сравнения осей струй, выполненные для опытов с иными отношениями скоростей, также показали совпадение.



а — в координатах x, y ; б — в относительных координатах $x/d, y/d$.

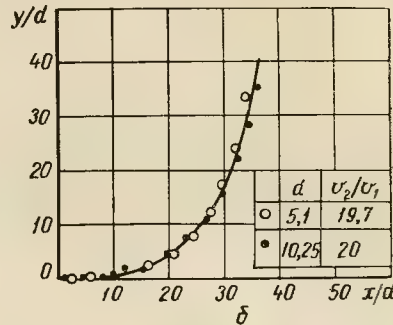


Рис. 4.15. Форма оси круглой струи, развивающейся в поперечном ограниченном потоке с относительным шагом $s/d = 16$.

Другими опытами было установлено, что уравнения оси струи, развивающейся в поперечном свободном потоке, можно распространить на струю, развивающуюся в поперечном ограниченном потоке, когда соблюдается условие $B/2d \geq 22$.

Совпадение траекторий струй, определенных на различных экспериментальных установках в работах [71, 189, 191], показывает, что принятая методика исследования является вполне приемлемой и что обычно имеющие при этом место некоторые различия в турбулентности и скоростных полях основных потоков не оказывают существенного влияния на результаты опытов.

Форма оси струй, размещенных в ряд с относительным шагом $s/d = 16$, обеспечивающим их развитие без влияния соседних струй. Из рис. 4.15, а видно, что для струй, размещенных в ряд, сохраняется вид зависимости глубины проникновения единичной струи в поток от отношения скоростей: она тем больше, чем больше отношение скоростей. Характерным является также то обстоятельство, что оси ряда струй разных диаметров, построенные при одинаковых отношениях скоростей в относительных координатах

(рис. 4.15, б), образуют единую кривую. Это показывает, что оси струй, размещенных в ряд с относительным шагом 16 и развивающихся в поперечном ограниченном потоке, одинаковы для струй любых диаметров, построенных в тех же относительных координатах.

На графике рис. 4.16 видны четыре группы точек, различающихся между собой значением отношений скоростей; по ним можно провести четыре наклонные и параллельные между собой прямые линии. Точки, полученные в опытах со струями различных диаметров, но при одинаковом значении v_2/v_1 , находятся на одной прямой. В результате обработки опытных данных было получено уравнение (4.12) оси ряда струй, размещенных с относительным шагом $s/d = 16$,

$$\frac{y}{d} = 0,104 \left(\frac{\rho_1 v_1^2}{\rho_2 v_2^2} \right) \left(\frac{x}{d} \right)^{3,25} \quad (4.12)$$

Уравнение (4.12) проверено в интервале изменения гидродинамического параметра $\rho_1 v_1^2 / \rho_2 v_2^2$ от $1 \cdot 10^{-2}$ до $1 \cdot 10^{-3}$.

Поскольку опыты проводились со струями, имеющими коэффициент структуры $a = 0,07$, являющийся практически средним значением для всех круглых турбулентных струй, то с известным приближением уравнение (4.12) можно использовать для определения осей любых круглых турбулентных струй, развивающихся в поперечном потоке при $s/d = 16$.

Форма оси струй, размещенных в ряд с относительным шагом $s/d = 8$ (рис. 4.17).

Из рис. 4.17, в видно, что в относительных координатах $x/d, y/d$ струи разных диаметров при одном отношении скоростей 20 и относительном шаге 8 не образуют единой кривой, как это было для струй, размещенных в ряд с относительным шагом 16 (см. рис. 4.15, б).

В этом заключается уже принципиальное различие в развитии струй с меньшим относительным шагом в поперечном ограниченном потоке. Опытные точки со струей большего диаметра ($d = 10,25$ мм), построенные в относительных координатах на рис. 4.17, в, располагаются ближе к оси ординат, чем точки, соответствующие оси струи меньшего диаметра ($d = 5,1$ мм).

Расхождение осей струй различных диаметров в координатах $x/d, y/d$ указывает на невозможность рекомендовать общее уравнение в простом виде для траекторий струй любого диаметра с относительным шагом $s/d = 8$. Можно предположить, что это расхождение, по-видимому, вызвано

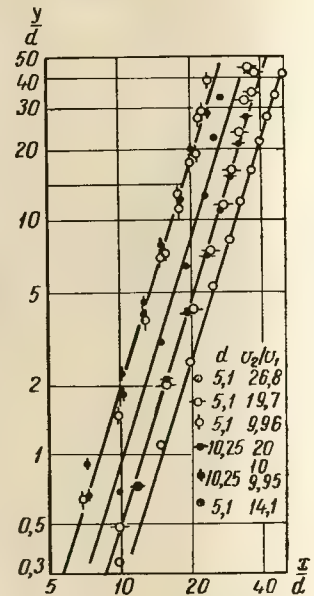


Рис. 4.16. Оси круглой струи разных диаметров, развивающейся в поперечном ограниченном потоке с относительным шагом $s/d = 16$, построенные в логарифмическом масштабе.

обратным влиянием скоростного поля основного потока газа, неодинаково измененного сливающимися струями различных диаметров. Чем больше диаметр струй, тем больше их глубина проникновения в поток постоянного

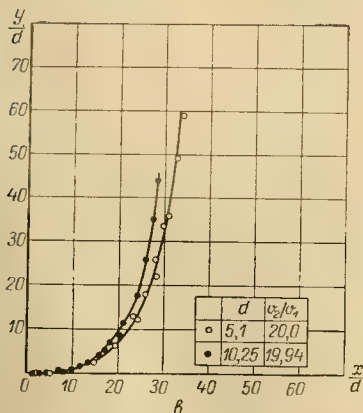
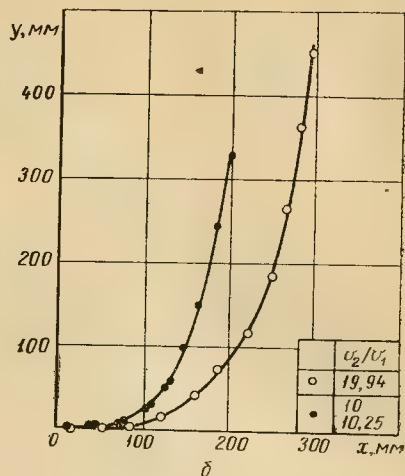
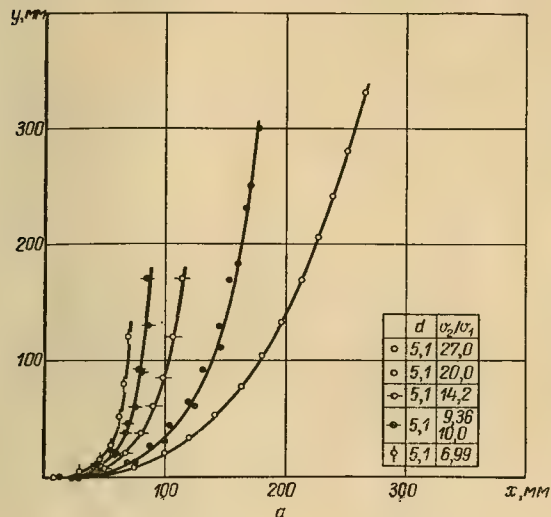


Рис. 4.17. Форма осей круглых струй, развивающихся в поперечном ограниченном потоке с относительным шагом $s/d = 8$.

$a - d = 5,1$ мм, $v_2/v_1 = 7; 14; 10; 20$ и 27 ; $b - d = 10,2$ мм, $v_2/v_1 = 10$ и 20 ; $c - d = 5,1$ и $10,25$ мм, $v_2/v_1 = 20$.

сечения и тем, следовательно, меньше остается свободной площади для прохода основного потока позади сливающихся струй.

Для того чтобы наглядно видеть влияние относительных шагов между струями, на рис. 4.18 сделано сопоставление осей струй разных диаметров при различных значениях относительного шага.

Из графиков можно видеть, что уменьшение относительного шага s/d от ∞ (условно рассматриваем единичную струю в поперечном свободном

потоке в виде ряда струй, развивающихся в поперечном ограниченном потоке с относительным шагом, равным бесконечности) до 4 приводит к уменьшению глубины проникновения струй в поток. Следовательно, чем меньше относительный шаг, тем меньше глубина проникновения струй в поток.

Это очень важный вывод. Он имеет большое практическое значение для выбора распределения отверстий в газовой камере горелочного устройства.

Представляло интерес установить, как развивается в ограниченном потоке ряд неизотермических струй. В первую очередь интерес к этому вызван практикой, так как в горелках воздушный поток часто подогревается. Выше отмечалось, что для развития изотермических и неизотермических струй различных диаметров в безразмерных координатах x/d , y/d был предложен [69 и 71] безразмерный определяющий параметр q_{21} , являющийся отношением скоростных напоров струи в устье и поперечного потока. При развитии уже не единичной струи, а ряда струй, размещенных с различными относительными шагами в поперечном ограниченном потоке, необходимо было проверить, является ли в этих условиях данный параметр также определяющим.

Такие опыты были проведены со струями, размещенными с относительными шагами $s/d = 8$ и 16, при значениях определяющего параметра $q_{21} = 50$ и 200. Во всех опытах были проведены сравнения осей изотермических струй с неизотермическими, которые показали их совпадение, если численные значения определяющего гидродинамического параметра выдерживались в опытах одинаковыми.

Эти исследования позволили предложить формулу (4.13) для расчета относительной глубины проникновения ряда струй в поперечный поток при угле атаки 90° . Она отличается от формулы (4.3), пригодной для единичной круглой струи, тем, что коэффициент пропорциональности k заменен на k_s , зависящий от значений относительного шага между струями,

$$\frac{h}{d} = k_s \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} \quad \text{или} \quad \frac{h}{d} = k_s \sqrt{q_{21}}. \quad (4.13)$$

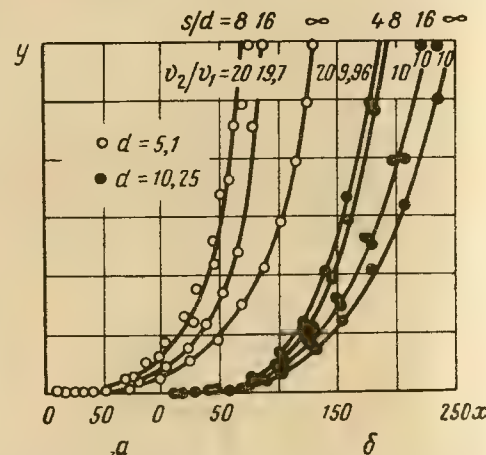


Рис. 4.18. Форма осей круглых струй при различных значениях относительных шагов между струями.

$a - d = 5,1$ мм, $v_2/v_1 = 20$, $s/d = 8; 16$ и ∞ ; $b - d = 10,25$ мм, $v_2/v_1 = 10$, $s/d = 4; 8; 16$ и ∞ .

Абсолютная глубина проникновения ряда струй в поперечный поток воздуха может быть определена по формуле

$$h = k_s d \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} \quad \text{или} \quad h = k_s d \sqrt{q_{21}}. \quad (4.14)$$

Для каждого ряда струй со своим значением относительного шага s/d будет свое значение k_s . Так, для струй с $s/d = 16$ $k_s = 1,9$, для шага $s/d = 8$ $k_s = 1,7$ и для шага $s/d = 4$ $k_s = 1,6$. Зависимость коэффициента k_s от величины s/d приведена графически на рис. 4.19.

Строго говоря, приведенные значения коэффициентов пропорциональности k_s относятся к струям, выходящим из отверстий с ровным полем скоростей в устье, благодаря плавному поджатию входного сечения перед отверстием.

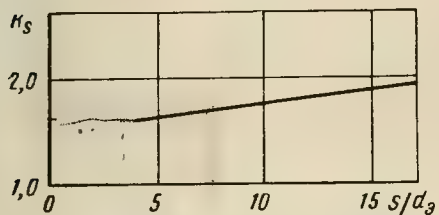


Рис. 4.19. Зависимость коэффициента пропорциональности k_s от относительного шага между струями.

с В. В. Злобиным, удалось показать, что опытные данные по траекториям струй с различными относительными шагами обобщаются при введении гидродинамического параметра, подсчитанного по скорости смеси $q_{21\text{см}}$

$$q_{21\text{см}} = \frac{\rho_2 v_2^2}{\eta^2 \rho_1 v_1^2} = \frac{q_{21}}{\eta^2}, \quad (4.15)$$

где η — коэффициент, характеризующий отношение суммарного и набегающего потоков

$$\eta = \frac{V_1 \rho_1 + B \rho_2}{V_1 \rho_1} = \frac{V_{\text{в}} \rho_{\text{в}} + B \rho_{\text{г}}}{V_{\text{в}} \rho_{\text{в}}}. \quad (4.16)$$

Здесь $V_1 \rho_1$ или $V_{\text{в}} \rho_{\text{в}}$ — весовой расход воздушного потока перед сечением ввода струй газа; $B \rho_2$ или $B \rho_{\text{г}}$ — весовой расход газового потока.

Для расчета глубины проникновения струй, вытекающих в поток под углом 90° , можно рекомендовать те же формулы (4.13) и (4.14), но с введенным в них коэффициентом η :

$$\bar{h} = \frac{h}{d} = \frac{k_s}{\eta} \cdot \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} = \frac{k_s}{\eta} \sqrt{q_{21}} = k_s \sqrt{q_{21\text{см}}}, \quad (4.13a)$$

$$h = \frac{k_s}{\eta} d \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} = \frac{k_s d}{\eta} \sqrt{q_{21}} = k_s d \sqrt{q_{21\text{см}}}, \quad (4.14a)$$

где $q_{21\text{см}} = q_{21}/\eta^2$, а коэффициент k_s определяется при данном шаге по графику рис. 4.19.

Все сказанное выше относится к случаю истечения струй из сопел, наконечников или из отверстий в толстой стенке. Ознакомимся теперь с результатами исследований струй, вытекающих из отверстий в тонкой стенке.

Струи, вытекающие из отверстий в тонкой стенке

Как известно, в горелочных устройствах газовые струи подаются не только из сопел или наконечников, но и из отверстий, просверленных в стенке газовых камер.

Отверстием в тонкой стенке можно считать отверстие, у которого $\delta/d \leq 0,25 \div 0,3$ (δ — толщина стенки, d — диаметр отверстия).

Например, отверстия диаметром 10 мм, даже если они просверлены в стенке толщиной 3 мм и менее, можно относить к отверстиям в тонкой стенке.

До сих пор в расчет газогорелочных устройств нами не предлагалось вносить различие в развитие струй, вытекающих из сопел и из отверстий в тонкой стенке, во-первых, потому что это относится лишь к уточнению расчета, во-вторых, такое уточнение нельзя внести без знания результатов исследований развития струй в потоке, вытекающих из отверстий в тонкой стенке.

На первый взгляд может показаться, что все довольно ясно — дальность струй из сопел всегда больше, чем из отверстий в тонкой стенке, и поправку на это следует ввести в расчет. Однако при этом нельзя упускать из виду, что струя, вытекающая из отверстия в тонкой стенке, на выходе подвергается сжатию, учитываемому коэффициентом истечения μ . Фактическая скорость истечения больше расчетной средней скорости, определяемой как частное от деления объемного расхода газа на суммарную площадь газовыпускных отверстий. Этого различия нет в расчетной скорости для струй, вытекающих из сопел, так как в них на выходе имеется ровный профиль скорости. Кроме того, особенности истечения струй могли сказаться и на всем их развитии в потоке.

Приведем некоторые результаты, полученные автором совместно с В. В. Злобиным в Институте термо- и электрофизики АН ЭССР при исследовании развития однорядной системы струй, вытекающих из отверстий в тонкой стенке в прямой и закрученный поток, ограниченный каналом.

Развитие струй в прямооточном потоке в канале. Было установлено, что развитие струй определяется гидродинамическим параметром, вычисленным по максимальной скорости истечения при условии, что траектория оси струи рассматривается в безразмерных координатах, отнесенных к диаметру сжатого сечения $d_{\text{сж}}$

$$d_{\text{сж}} = \sqrt{\mu} d, \quad (4.17)$$

если коэффициент истечения μ неизвестен, то можно принимать $\mu = 0,62$.

Для струй, имеющих ровный профиль скорости в устье сопла, максимальная и средняя скорости совпадают. Для струй, вытекающих из отверстий в тонкой стенке, максимальная скорость (или скорость истечения) примерно в $1/\mu$ раз больше, чем скорость, средняя по расходу.

С введением коэффициента μ расчет глубины проникновения струй, вытекающих из отверстия в тонкой стенке в прямоточный поток воздуха, протекающий в канале, можно производить по формулам (4.13) и (4.14), но с введенными в них коэффициентами η и μ

$$\bar{h} = \frac{h}{d} = \frac{k_s v_2}{\eta \sqrt{\mu} v_1} \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} = \frac{k_s}{\eta \sqrt{\mu}} \sqrt{q_{21}}, \quad (4.13б)$$

$$h = \frac{k_s d}{\eta \sqrt{\mu}} \cdot \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} = \frac{k_s d}{\eta \sqrt{\mu}} \sqrt{q_{21}}. \quad (4.14б)$$

Исследования позволили уточнить расчет глубины проникновения струй, вытекающих в поток при различных начальных условиях истечения струй: из сопла — формулы (4.13а) и (4.14а) и из отверстий в тонкой стенке — формулы (4.13б) и (4.14б).

Уравнение траектории оси струй, вытекающих из отверстий в тонкой стенке, размещенных в ряд и развивающихся в прямоточном потоке в канале, было получено в виде

$$\bar{x}_* = \bar{y}_* \operatorname{ctg} \alpha + \frac{0,43 \bar{y}_*^2}{q_{21}^2 \text{ см}} \left(1 + \frac{1,2 \bar{y}_*^2}{q_{21}^2 \text{ см} - s^2} \right), \quad (4.18)$$

где $\bar{x}_*$, $\bar{y}_*$ — расстояния от полюса струи условной точки, в которой ширина струи равна нулю. Связь между координатами $\bar{x}$, $\bar{y}$, отсчитываемыми от центра отверстия струй, и $\bar{x}_*$, $\bar{y}_*$ следующая: $\bar{y}_* = \bar{y} + 0,59 q_{21}^0 \text{ см}$, а связь между $\bar{x}_*$ и $\bar{x}$ устанавливается из уравнения (4.18). Для начального угла атаки, мало отличающегося от прямого, можно считать $\bar{x}_* \approx \bar{x}$.

Развитие струй в закрученном потоке в канале. Изучение развития струй проводилось в ограниченном потоке, закрученном осевым лопаточным аппаратом, с углом установки лопаток $\theta = 30,45$ и 60° .

Как известно, при расчете глубины проникновения струй, развивающихся в закрученном потоке, предлагалось (см. стр. 226 [72]) вносить поправку на действительную скорость воздушного потока в горелке, которая больше среднерасходной скорости и с учетом движения потока по спирали с углом подъема β может определяться по формуле

$$v_B = \frac{v_{\text{расх}}}{\sin \beta}, \quad (4.19)$$

где угол $\beta = 90^\circ$.

Однако эта формула экспериментально еще не проверена. Опытами, проведенными автором совместно с В. В. Злобиным, было установлено, что для осевого лопаточного аппарата значению расчетной скорости ($v_{\text{расх}}/\sin \beta$) соответствует примерно осредненное по радиусу значение действительной скорости. Только при завихрителе с большим углом наклона лопаток $\theta = 60^\circ$ расчетная скорость примерно на 10% больше действительной, рассчитанной по формуле (4.19). Эти исследования подтвердили, что прежние рекомендации по расчету скорости закрученного воздушного потока оказались правильными. Опыты показали, что глубину проникновения однорядной системы струй в поток, закрученный осевым лопаточным завихрителем, можно достаточно точно оценить по формулам для плоско-параллельного потока, если учитывать крутку потока по формуле (4.19).

Соответственно гидродинамический параметр для струй в закрученном потоке $q_{21} \text{ см}^2$ примет вид

$$q_{21} \text{ см}^2 = q_{21 \text{ см}} \sin^2 \beta \quad (4.20)$$

или

$$q_{21} \text{ см}^2 = \frac{\rho_2 v_2^2}{\eta^2 \rho_1 v_1^2} \sin^2 \beta = q_{21} \frac{\sin^2 \beta}{\eta^2}. \quad (4.21)$$

Подчеркнем, что речь идет о глубине проникновения струй, развивающихся в основном потоке, исключая приосевую область возвратных токов. Несмотря на проведенные исследования в закрученном потоке, по-прежнему остается справедливым замечание (см. стр. 226 [72]) о том, что угол подъема зависит от определяющих конструктивных и режимных параметров закрученного аппарата. Выявление этих зависимостей для основных и наиболее распространенных типов закручивающих аппаратов позволит уточнить расчет действительной скорости воздушного потока.

Глубина проникновения ряда струй в поперечный поток при любом угле атаки α . Так как форма оси струи, а следовательно, глубина проникновения единичной струи и ряда струй зависят от угла атаки α , то в формулы (4.13) и (4.14) необходимо ввести еще один коэффициент пропорциональности k_α , зависящий от этого угла, после чего они примут вид:

для струй, вытекающих из отверстий в толстой стенке,

$$\bar{h} = \frac{h}{d} = \frac{k_s k_\alpha}{\eta} \cdot \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} = k_s k_\alpha \sqrt{q_{21 \text{ см}}}, \quad (4.13в)$$

$$h = \frac{k_s k_\alpha}{\eta} d \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} = k_s k_\alpha d \sqrt{q_{21 \text{ см}}}; \quad (4.14в)$$

для струй, вытекающих из отверстий в тонкой стенке,

$$\bar{h} = \frac{h}{d} = \frac{k_s k_\alpha v_2}{\eta \sqrt{\mu} v_1} \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} = \frac{k_s k_\alpha}{\eta \sqrt{\mu}} \sqrt{q_{21}} = \frac{k_s k_\alpha}{\sqrt{\mu}} \sqrt{q_{21 \text{ см}}}, \quad (4.13г)$$

$$h = \frac{k_s k_\alpha d v_2}{\eta \sqrt{\mu} v_1} \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} = \frac{k_s k_\alpha d}{\eta \sqrt{\mu}} \sqrt{q_{21}} = \frac{k_s k_\alpha d \sqrt{q_{21 \text{ см}}}}{\sqrt{\mu}}, \quad (4.14г)$$

Значения коэффициента k_α , определенного экспериментально в зависимости от угла атаки, приведены на графике рис. 4.20, из которого видно, что при $\alpha = 90^\circ$ $k_\alpha = 1$, при $\alpha = 30, 45$ и 60° k_α соответственно равен 0,47; 0,77 и 0,92.

На этом же графике нанесена пунктирная кривая, удовлетворяющая условию $k_\alpha \approx \sin \alpha$. Максимальное расхождение в значениях k_α , определенных по этим кривым, составляет не более 10%. Поэтому, выполняя приближенные расчеты глубины проникновения в поток ряда струй, вытекающих из отверстий в тонкой стенке при любом угле атаки α , можно коэффициент k_α заменять на $\sin \alpha$.

Развитие струй в потоке определялось в условиях истечения струй из большого объема, в котором или скорость мала (примерно 0,1 от выход-

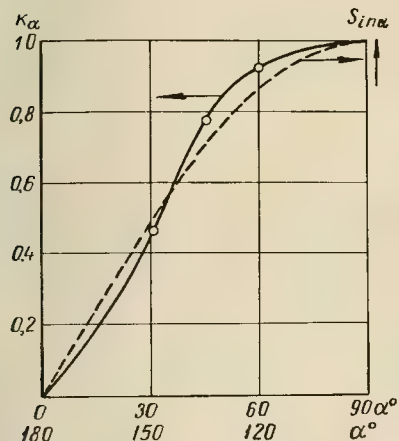


Рис. 4.20. Зависимость коэффициента пропорциональности k_α от угла атаки α .

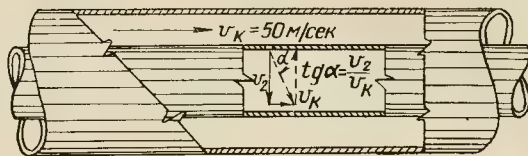


Рис. 4.21. Графическое определение угла атаки струй в зависимости от вектора скорости в газовой камере.

ной скорости струи), или ее направление совпадает с направлением истечения струи. В газовых же горелках чаще могут встречаться случаи истечения струй из отверстий газовых камер (коллекторов), в которых поток имеет направление, параллельное оси горелки, со скоростью, соизмеримой со скоростью истечения струи. Представляет интерес рассмотреть, может ли это отразиться на глубине проникновения струи.

Г. С. Шандоров [191] показал, что направление вытекающей струи изменяется от направления и величины скорости потока в камере, из которой происходит истечение. Было установлено, что при истечении в неподвижную среду той же плотности направление и величину скорости в струе на некотором удалении от устья можно приближенно получить геометрическим сложением скорости в канале и нормальной к плоскости отверстия составляющей скорости истечения v_2 (рис. 4.21). Из рисунка следует, что угол α зависит от отношения скорости v_2 к скорости в канале v_k .

Глубина проникновения струй, ориентированных под разными углами к потоку, как было показано выше, примерно пропорциональна $\sin \alpha$. Однако в данном случае (см. рис. 4.21) фактическая скорость истечения

примерно пропорциональна $v_2/\sin \alpha$. Подставляя эти выражения в формулу (4.14) и заменяя k_α на $\sin \alpha$, получаем

$$h = \frac{k_s \sin \alpha d}{\eta \sqrt{\mu}} \cdot \frac{1}{\sin \alpha} \cdot \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} = \frac{k_s d}{\sqrt{\mu}} \sqrt{q_{21\text{см}}} \quad (4.14\text{д})$$

Полученное выражение показывает, что возможное изменение угла атаки струи из-за наличия в газовой камере скорости v_k не оказывает заметного влияния на глубину проникновения струи в поток и может в расчет не приниматься.

Наличие повышенной скорости в газовой камере приведет лишь к увеличению потерь напора на преодоление возросших сопротивлений в камере и может повлиять на неравномерность выходных скоростей газа по различным газовыпускным отверстиям.

Истечение из наконечников цилиндрической формы или из отверстий в толстой стенке

При угле атаки $\alpha = 90^\circ$

$$v_2 = \frac{\eta h_2 v_1}{k_s d_2} \sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_2}}, \quad (4.22)$$

или, заменяя индекс.

$$v_r = \frac{\eta h_2 v_B}{k_s d_2} \sqrt{\frac{\rho_B}{\rho_r}}; \quad (4.22\text{а})$$

$$d = \frac{\eta h v_1}{k_s v_2} \sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_2}} = \frac{h}{k_s \sqrt{q_{21\text{см}}}}. \quad (4.23)$$

При угле атаки $\alpha = 30 \div 150^\circ$

$$v_r = \frac{\eta h v_B}{k_s k_\alpha d} \sqrt{\frac{\rho_B}{\rho_r}} \quad (4.22\text{б})$$

или

$$v_r = \frac{\eta h v_B}{k_s \sin \alpha d} \sqrt{\frac{\rho_B}{\rho_r}}; \quad (4.22\text{в})$$

$$d = \frac{\eta h v_B}{k_s k_\alpha v_r} \sqrt{\frac{\rho_B}{\rho_r}} = \frac{h}{k_s k_\alpha \sqrt{q_{21\text{см}}}} \quad (4.23\text{а})$$

или

$$d = \frac{\eta h v_B}{k_s \sin \alpha v_r} \sqrt{\frac{\rho_B}{\rho_r}} = \frac{h}{k_s \sin \alpha \sqrt{q_{21\text{см}}}}. \quad (4.23\text{б})$$

Истечение из отверстий в тонкой стенке

При угле атаки $\alpha = 90^\circ$

$$v_2 = \frac{\eta \sqrt{\mu} h v_1}{k_s d} \sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_2}} \quad (4.22\text{г})$$

или, заменяя индексы, можно написать

$$v_r = \frac{\eta \sqrt{\mu} h v_B}{k_s d} \sqrt{\frac{\rho_B}{\rho_r}}; \quad (4.22д)$$

$$d = \frac{\eta \sqrt{\mu} h v_1}{k_s v_2} \sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_2}} \quad (4.23в)$$

или

$$d = \frac{\eta \sqrt{\mu} h v_B}{k_s v_r} \sqrt{\frac{\rho_B}{\rho_r}} = \frac{h \sqrt{\mu}}{k_s \sqrt{q_{21}}} \quad (4.23г)$$

Для случая истечения в свободный поток исключается коэффициент η , и тогда

$$d = \frac{\sqrt{\mu} h v_B}{k_s v_r} \sqrt{\frac{\rho_B}{\rho_r}} = \frac{\sqrt{\mu} h}{k_s \sqrt{q_{21}}} \quad (4.23д)$$

При угле атаки $\alpha = 30 \div 150^\circ$

$$d = \frac{\eta \sqrt{\mu} h v_B}{k_s k_\alpha v_r} \sqrt{\frac{\rho_B}{\rho_r}} = \frac{h \sqrt{\mu}}{k_s k_\alpha \sqrt{q_{21} \text{ см}}} \quad (4.23е)$$

или

$$d = \frac{\eta \sqrt{\mu} h v_B}{k_s \sin \alpha v_r} \sqrt{\frac{\rho_B}{\rho_r}} = \frac{h \sqrt{\mu}}{k_s \sin \alpha \sqrt{q_{21} \text{ см}}} \quad (4.23ж)$$

При исследовании струи, вытекающей в поперечный поток, И. И. Чернобыльский и Г. М. Щеголев [189] по конфигурациям струи в двух проекциях установили, что отношение диаметра струи в потоке D_c , измеренного на расстоянии h от устья струи, к этому расстоянию оказалось постоянной величиной:

$$\frac{D_c}{h} = 0,75, \quad D_c = 0,75h. \quad (4.24)$$

По формуле (4.24) струя рассматривается в потоке как круглая; выше было показано [69, 71], что сечение струи имеет форму подковы. Однако для расчетов равномерного распределения струй в потоке это обстоятельство не имеет существенного значения, так как одна струя от другой размещается обычно с достаточным зазором.

Определим выражение, связывающее глубины проникновения двух струй разных диаметров (максимального и минимального) при прочих равных условиях. Для этого возьмем формулу (4.13) для струй разных диаметров $d_{\max}$ и $d_{\min}$ в виде:

$$\frac{h_{\max}}{d_{\min}} = k_s \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}}$$

и

$$\frac{h_{\max}}{d_{\min}} = h_s \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}}$$

Разделив одно выражение на другое, получим после несложных преобразований

$$\frac{d_{\max}}{d_{\min}} = \frac{h_{\max}}{h_{\min}}, \quad d_{\max} = d_{\min} \frac{h_{\max}}{h_{\min}}, \quad d_{\min} = d_{\max} \frac{h_{\min}}{h_{\max}}. \quad (4.25)$$

Формула (4.25) показывает, что отношение диаметров струй в устье прямо пропорционально отношению глубин проникновения этих струй в поперечный поток, если струи развиваются при равных прочих условиях.

Формула для определения абсолютного шага s между центрами отверстий диаметром d для выхода газа, расположенных по окружности газовой камеры диаметром D , имеет вид:

$$s = \frac{\pi D}{n}, \quad (4.26)$$

где n — число отверстий в ряду по окружности газовой камеры.

Отсюда для относительного шага имеем

$$\frac{s}{d} = \frac{\pi D}{n d}. \quad (4.27)$$

Абсолютный шаг между отверстиями на прямоугольной газовой камере или на стояке высотой H определяется по формуле

$$s = \frac{H}{n+1}, \quad (4.28)$$

где n — число отверстий в ряду по высоте стояка H .

Относительный шаг между отверстиями на прямоугольной газовой камере или в ряду на стояке

$$\frac{s}{d} = \frac{H}{(n+1)d}. \quad (4.29)$$

Абсолютный шаг t в потоке между струями диаметром D_c , развивающимся в кольцевом сечении горелки по окружности (на которой распределяются центры струй) диаметром D_1 , определится по формуле

$$t = \frac{\pi D_1}{n}, \quad (4.30)$$

где n — число струй по окружности D_1 .

То же, но для относительного шага между струями в потоке

$$\frac{t}{D_c} = \frac{\pi D_1}{n D_c}. \quad (4.31)$$

Абсолютный шаг t между струями диаметром D_c , развивающимся в потоке прямоугольного сечения вдоль стороны длиной H ,

$$t = s = \frac{H}{n+1}. \quad (4.32)$$

То же, но для относительного шага между струями в том же сечении потока

$$\frac{t}{D_c} = \frac{H}{(n+1) D_c}, \quad (4.33)$$

Теперь, когда нам известен, хотя и не очень точно, диаметр струи в потоке, можно ввести понятие о максимальной глубине проникновения струи в поток или глубине проникновения струи по ее передней границе

$$h_{1 \max} = h_1 + 0,5 D_{1c} = h_1 + 0,5 (0,75 h_1) = 1,375 h_1, \quad (4.34)$$

$$h_{2 \max} = h_2 + 0,5 D_{2c} = h_2 + 0,5 (0,75 h_2) = 1,375 h_2.$$

Представляет интерес ознакомиться с исследованием распределения скоростей в потоке, закрученном тангенциальными лопаточным аппаратом с жестко закрепленными лопатками, проведенным Р. Б. Ахмедовым [13, 14]. Принципиальное различие в закручивающих аппаратах этого типа от осевого можно видеть на схемах подвода воздуха в горелку (см. рис. 3.1, в и г).

Методика работы не позволяла определять непосредственно координаты оси струй в потоке (что осуществлялось в наших исследованиях путем прямых измерений). Поэтому максимальная глубина проникновения струи (h) определялась [14] как расстояние от плоскости среза отверстия от внешней границы струи. Эту величину можно выразить в долях от радиуса цилиндрического канала $\bar{h}_{\max} = h/R$.

Также можно определить и минимальную глубину проникновения струи по ее внутренней границе.

Диаметр центральной газовой трубы d_0 во всех опытах составлял $0,2D$ (D — диаметр цилиндрического канала).

При центральном подводе газа для наглядности распределения струй в объеме воздушного потока пользовались значениями глубины проникновения струи не от плоскости среза сопла $\bar{h}$, а от оси цилиндрического канала $\bar{h}'$. Зависимость между $\bar{h}'$ и $\bar{h}$ можно выразить так: $\bar{h}' = \bar{h} + 0,5 d_0$. Для опытов [13, 14] $\bar{h}' = \bar{h} + 0,1$ при внутреннем диаметре завихрителя $d = 200$ мм и наружном $D = 280$ мм. Закручивающий аппарат состоял из 20 лопаток с углами наклона 0; 20; 30 и 45°.

Отверстия для выхода газа устанавливались на разных расстояниях от завихрителя: $x' = 0,2D; 0,5D; 1,5D$. Опыты проводились при различной интенсивности крутки воздушного потока. Интенсивность крутки определялась по формуле (3.25). Значение интенсивности крутки n в опытах менялось в широких пределах с помощью цилиндрического передвижного шибера, который изменял рабочую длину лопаток.

Предварительными опытами без подачи струй было установлено, что закрутка потока приводит к перестройке его поля скоростей; вектор скорости на различных расстояниях от оси вращения меняет не только свое абсолютное значение, но и направление по мере удаления от завихрителя. Зона максимальных скоростей перемещается от центра к пери-

ферии, а сами максимальные значения действительной скорости потока намного превышают значения среднерасходной скорости. Оказалось также, что на характеристики потока влияет не только крутка, но и тип, и геометрические характеристики завихрителя.

Опыты по развитию струи в потоке подтвердили, что и в закрученном потоке глубина проникновения струй определяется значениями гидродинамического параметра q_{21} и начальным размером струй в устье — диаметром отверстий (скорости, входящие в формулу гидродинамического параметра, определяли как средние по расходу).

Качественный анализ проведенных опытов показал, что характер развития струй в закрученном ограниченном потоке имеет много общего с развитием струй в плоско-параллельном ограниченном потоке с ровным полем скоростей. Глубина проникновения струй так же, как и в плоско-параллельном потоке, растет с увеличением гидродинамического параметра и калибра отверстий.

При периферийной подаче газ поступал из общего кольцевого коллектора, при центральной подаче — из общей центральной трубы. Предварительная проверка подтвердила, что скорости истечения газа из каждого отверстия одинаковы.

Опытами было установлено следующее. При периферийной подаче струй глубина их проникновения с увеличением расстояния от завихрителя до плоскости подачи струи в большинстве опытов снижается, а при центральной подаче возрастает. Особенно сильно это проявляется при больших углах наклона лопаток и соответственно больших крутках. В обоих случаях подачи относительная разница в значениях глубин проникновения струй увеличивается с уменьшением значений гидродинамического параметра q_{21} . Максимальная разница между значениями $h_{\max}$ в опытах получена при $\alpha = 45^\circ$ и $n = 2,37$.

Увеличение интенсивности крутки приводит к росту действительных скоростей по радиусу при одном и том же расходе воздуха. Поэтому в большинстве опытов с увеличением крутки потока глубина проникновения струи при постоянном значении гидродинамического параметра снижается [13, 14]. Нам представляется, что такой результат получился только потому, что параметр рассчитывался по средней скорости потока воздуха в канале. На самом же деле с увеличением крутки воздушного потока гидродинамический параметр, рассчитанный по действительной скорости, не сохраняет своего значения, а уменьшается. Это и приводит к снижению глубины проникновения струй. В некоторых случаях с увеличением крутки воздушного потока глубина проникновения струи растет, что наблюдается при периферийном подводе газа в горелках с повышенными углами наклона лопаток и подаче струй на небольших расстояниях от завихрителя (до $0,2D$). При этом глубина проникновения увеличивается при сравнительно малых значениях q_{21} , что объясняется видимо, изменением профиля потока непосредственно у выхода его с кромок лопаток, когда максимум скоростей переносится ближе к оси потока. При центральной подаче газа глубина проникновения струй с ростом

крутки воздушного потока также увеличивается при сравнительно малых значениях параметра q_{21} в горелках с малыми углами наклона лопаток (30° и менее). Это происходит по той же причине — при малых углах наклона максимум скоростей смещается от оси к периферии и струи газа, поданные из центра, естественно, проходят больший путь до зоны, где их дальнейшее проникновение в поперечный поток ограничивается областью максимальных скоростей воздушного потока.

Р. Б. Ахмедов обнаружил [13, 14] ряд особенностей структуры потока в вихревых горелочных устройствах с тангенциальным лопаточным подводом воздуха. Естественно, возникают вопросы: следует ли эти особенности в структуре потока в горелке с тангенциальным лопаточным подводом воздуха учесть в расчете распределения газовых струй в воздухе?

Представляется, что если можно рассчитать поле действительной скорости в основном потоке в месте ввода струй, то эту скорость и следует принять в расчет гидродинамического параметра, при этом в расчете ничего не меняется.

Как быть в том случае, когда мы еще не знаем всех особенностей скоростных полей воздушного потока, но известно, что максимальная скорость в несколько раз больше, чем средняя расчетная скорость воздуха в канале и зона максимальных скоростей изменяет свое местоположение по радиусу?

Прежде всего необходимо проведение дальнейшего обобщения закономерностей скоростных полей. А пока нам представляется, что для горелок с тангенциальным лопаточным подводом воздуха можно оставить расчет без изменения, исходя из следующего.

Чем больше максимум скоростей потока воздуха против средней расчетной скорости, тем эффективнее зона максимальных скоростей задерживает (улавливает) газовые струи. Эта зона является как бы своеобразной ловушкой для газовых струй. Кроме того, чем больше уровень максимальных скоростей, тем больше воздуха содержится в этой зоне. Местоположение струй по радиусу, конечно, изменится против расчетного, но это не повлияет на равномерность распределения газовых струй по потоку воздуха (весь газ будет в зоне основного расхода воздуха).

Рассмотрим весьма упрощенно случай периферийной подачи однорядной системы газовых струй в поток воздуха при трех различных профилях его скоростного поля в горелке с тангенциальным лопаточным аппаратом.

Первый случай: скорость потока воздуха по всему сечению горелки (цилиндрической трубы) одинакова и равна средней расходной скорости. При этом однорядная система струй распределена в потоке на окружности $r = 0,7r_0$ (где r_0 — радиус канала горелки).

Второй случай: максимальная скорость воздуха увеличивается, например, в 5 раз против средней скорости, и зона максимальных скоростей переместилась к оси горелки. Естественно, что глубина проникновения струй увеличится, так как у периферии скорость потока воздуха

уменьшится и струи газа разместятся вблизи оси, возможно, при радиусе $r \leq 0,25r_0$. Но ведь в этой же зоне будет проходить и почти весь расход воздуха. Следовательно, принцип распределения горючего в окислителе сохранится.

Третий случай: максимальная скорость воздуха сохраняет то же значение (в 5 раз больше средней скорости), но ее местоположение перемещается к периферии. При этом и весь поток воздуха пойдет довольно тонким слоем также по периферии — вблизи стенки. В этом случае глубина проникновения периферийных струй в поток также резко упадет — струи будут развиваться вблизи стенки, где и происходит основной расход воздуха. Следовательно, основной принцип работы газогорелочных устройств — равномерность распределения горючего в окислителе — не будет нарушен.

Рассмотрение этих предельных, но практически возможных случаев изменения характеристик закрученного потока позволяет прийти к выводу о возможности применения и к этим горелкам формул для расчета действительной скорости в закрученном потоке. Постепенно, по мере изучения скоростных полей в горелках, можно будет в расчеты скорости внести обоснованные уточнения. В настоящее же время внести такие уточнения еще не представляется возможным. Для этих горелок можно дать общую рекомендацию — принимать наибольшие значения глубин проникновения струй (из рекомендованных в табл. 5.1).

Возвращаясь к анализу результатов исследований [13, 14], отметим, например, что различие в глубинах проникновения струй газа, поданных на разных расстояниях от завихрителя, является хорошей иллюстрацией к рассмотренным гипотетическим случаям развития струй в условиях переменного местоположения максимума скорости.

Глубина проникновения струй газа действительно регулировалась местоположением максимума скоростей воздушного потока. Во всех случаях струи газа распределялись наиболее близко к максимуму скорости — в области основного расхода воздуха. В особенности это будет заметно, если такие наблюдения распределения газовых струй провести при существующих расчетных рекомендациях, тогда действительная скорость принимается равной удвоенной средней расходной скорости.

Конструктору необходимо знать, что влияет на равномерность выдачи струй из отверстия в газовой камере. Поэтому представляется необходимым рекомендовать определяющие параметры, влияющие на равномерность истечения газа из отверстий.

Условия равномерного истечения струй из периферийных газовых камер исследовал Р. Б. Ахмедов [13], истечение из коллектора центральной газовой камеры исследовалось нами совместно с Х. Н. Суем, а истечение из перфорированной трубы применительно к подовым горелкам изучали В. П. Михеев и В. Н. Федоров [122].

ПЕРИФЕРИЙНАЯ СИСТЕМА СТРУЙ ИЗ ОТВЕРСТИЙ В КОЛЬЦЕВОЙ ГАЗОВОЙ КАМЕРЕ

В качестве объекта исследования у Р. Б. Ахмедова была выбрана газовая камера, выполненная из трубы, согнутой в виде кольца, с односторонним и двусторонним подводами (рис. 4.22). По внутренней образующей труба перфорирована круглыми отверстиями для истечения газа. Такая организация выдачи газа с периферии в поток воздуха встречается довольно часто в реальных горелочных устройствах.

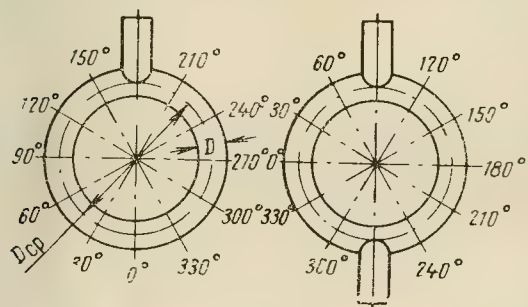


Рис. 4.22. Схема вариантов газовых камер с разметкой газовыпускных отверстий.

верстий практически одинаково и мало зависит от расхода газа.

Р. Б. Ахмедов предложил [13, 14] следующие конструктивные параметры:

$$K_1 = \frac{mf}{F}, \quad (4.35)$$

$$K_2 = \frac{D}{D_{\text{ср}}}, \quad (4.36)$$

где m — число отверстий в кольцевой трубе; f — площадь каждого из отверстий; F — площадь поперечного сечения периферийного кольцевого коллектора; $D_{\text{ср}}$ — средний диаметр кольца, образованного периферийным коллектором; D — диаметр периферийного коллектора (см. рис. 4.22).

Опытами было установлено, что параметр K_1 оказывает большое влияние на характер распределения относительных скоростей истечения газа из различных отверстий.

Влияние второго параметра K_2 начинает заметно сказываться лишь при значении $K_2 > 0,3$. Поскольку в большинстве реальных случаев этот параметр не превышает указанного значения, то в последующих опытах изучалось распределение относительных скоростей истечения газа по различным отверстиям только в зависимости от первого параметра.

Значение второго параметра во всех опытах выдерживалось постоянным (0,11). Диаметр внутренней образующей коллектора составлял 200 мм.

Скорость истечения газа из каждого отверстия, полученная непосредственным измерением, во всех случаях относилась к средней расчетной скорости истечения

$$v_{\text{ср}} = \frac{V}{mf}, \quad (4.37)$$

где V — секундный расход газа.

На рис. 4.23, а можно видеть, что при значении параметра $K_1 \geq 1,77$ из отверстия, находящегося против подводящей трубы, скорость

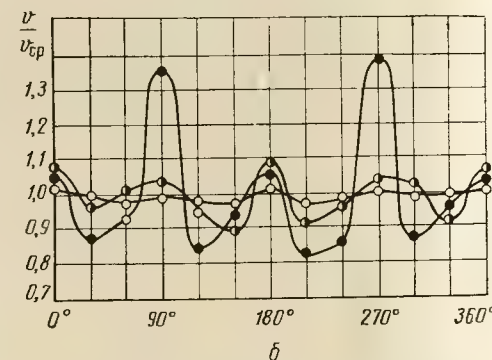
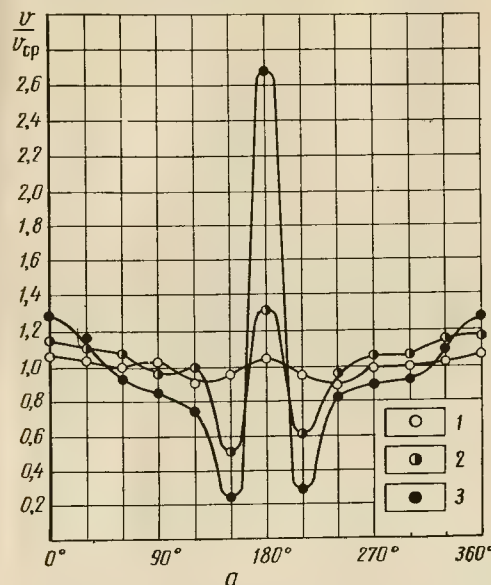


Рис. 4.23. Распределение относительных скоростей истечения газа из отверстий при различных значениях параметра K_1 .

а — для камеры с односторонним подводом газа: 1 — для $K_1 = 0,159$; 2 — для $K_1 = 0,638$; 3 — для $K_1 = 1,77$; б — то же, с двусторонним подводом газа.

истечения намного превышает среднерасчетную. У соседних же отверстий скорость струй газа резко уменьшается до значения ниже расчетного. В последующих отверстиях по обе стороны от него скорость начинает плавно увеличиваться, и в отверстии, находящемся в диаметрально противоположной точке относительно газоподводящей трубы, вновь превышает среднерасчетную. Это распределение относительных скоростей является характерным для камеры с односторонним подводом газа. Уменьшение параметра K_1 приводит к резкому снижению неравномерности истечения газа из отверстий периферийного газового коллектора. При значении $K_1 = 0,159$ истечение происходит почти равномерно.

На рис. 4.23, б видно, что неравномерность в распределении относительных скоростей истечения газа из отверстий при двустороннем подводе газа уменьшается. При этом число пиков как повышенных, так и пониженных скоростей удваивается, но их величины примерно вдвое

меньше. Как и при одностороннем подводе, с уменьшением параметра K_1 неравномерность истечения газа из отверстий уменьшается.

Для количественной оценки неравномерности истечения газа из отверстий предложено [143] пользоваться следующей формулой:

$$\varepsilon = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v_{\text{ср}}} 100, \quad (4.38)$$

где $v_{\max}$ — максимальное значение абсолютной скорости истечения; $v_{\min}$ — минимальное значение абсолютной скорости истечения; $v_{\text{ср}}$ — среднерасчетная скорость истечения.

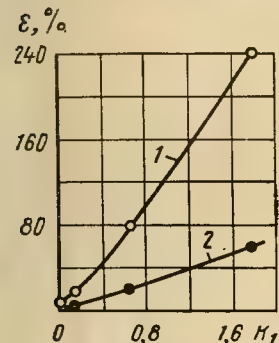


Рис. 4.24. Зависимость неравномерного истечения от конструктивного параметра K_1 .

1 — для камеры с односторонним подводом; 2 — для камеры с двусторонним подводом (для периферийной горелки).

График на рис. 4.24 позволяет конструкторам заранее по расчету обеспечить в горелке неравномерность не выше заданной. При этом Р. Б. Ахмедов обращает внимание на соблюдение строго радиального направления подвода по отношению к кольцевой газовой трубе. Достаточно перекоса этой оси на $4-5^\circ$, чтобы скоростная неравномерность заметно возросла. При этом расход газа по полуокружностям газового коллектора становится неодинаковым, что приводит к значительной асимметрии и увеличению неравномерности в распределении относительных скоростей истечения газовых струй.

Опытным путем Р. Б. Ахмедов установил, что ε перестает быть заметной, если эта величина не превышает 10—12%. При этом параметр K_1 не должен превышать 0,06—0,08 при одностороннем и 0,38—0,43 при двустороннем подводе газа.

В реальных горелках обычно не удовлетворяются эти требования. Так, скорость подвода газа к горелке колеблется в пределах от 40 до 80 м/сек. Скорость истечения газа из отверстий принимают на практике в еще более широких пределах — от 20 до 180 м/сек. Для этих граничных условий параметр K_1 может находиться в пределах 0,20—0,4.

Р. Б. Ахмедов отмечает, что полученные результаты нельзя считать универсальными, так как различное число рядов отверстий, различные диаметры отверстий в каждом из этих рядов могут внести коррективы в характер распределения относительных скоростей истечения газовых струй. Тем не менее, анализ результатов этих опытов позволил их автору сделать следующие выводы:

1) неравномерность истечения скоростей газа из отверстий кольцевой газовой камеры можно считать допустимой, если величина ε не превышает 10—12%;

2) уменьшение параметра K_1 приводит к снижению неравномерности истечения газовых струй. Поэтому при проектировании горелок к пери-

ферийным подводом газа следует стремиться к минимально возможным значениям этого параметра. Параметр K_1 для одностороннего подвода газа должен находиться в пределах 0,06—0,08 и для двустороннего подвода — 0,38—0,43;

3) двусторонний подвод позволяет при том же значении K_1 в 4 раза уменьшить величину ε ;

4) приварку газоподводящих патрубков не следует допускать с перекосом по отношению к радиальному направлению, превышающим $2-3^\circ$.

СИСТЕМА РАДИАЛЬНЫХ СТРУЙ В ПОПЕРЕЧНОМ ПОТОКЕ

В совместной работе с Х. Н. Суем и А. Ф. Боевым было исследовано истечение системы радиальных струй из стенки коллектора при центральной подаче газа в поперечный поток воздуха. Струи газа имитировались воздухом, выходящим радиально из отверстий, просверленных в конце цилиндрического коллектора нормально к поверхности.

На процесс истечения струй из отверстий в стенке коллектора могут влиять различные факторы: толщина стенки коллектора, диаметр отверстия, расстояние его от торцевой стенки (коллектора), скорость выхода струи, диаметр газового коллектора, скорость газа в коллекторе. Влияние всех этих величин может по разному сказываться на сжатии струи, изменяя величину коэффициента истечения или расхода струи μ . Для системы радиальных струй, выходящих из отверстия, рассверленных по окружности коллектора в один ряд, дополнительными факторами, влияющими на развитие струи, являются число отверстий n и относительный шаг между отверстиями s/d (d — диаметр отверстия и s — расстояние между центрами отверстий по окружности коллектора).

Как известно, вследствие изменения условий истечения из коллектора затухание осевой скорости струи, выходящей из отверстия, происходит значительно быстрее, чем струи, выходящей из сопла того же диаметра. Вблизи отверстия скорость газа интенсивно нарастает и струя отрывается от стенок отверстия, не заполняя полностью его сечения. Диаметр вытекающей струи вследствие сужения уменьшается, что приводит к сокращению расхода через отверстие и отражается на коэффициенте истечения. Для подсчета весового расхода воздуха Г. Г. С. Шандоров рекомендовал [191] следующую формулу:

$$G = \mu f_0 g \sqrt{2\Delta p \rho_g}, \quad (4.39)$$

где μ — коэффициент истечения; f_0 — площадь отверстия; Δp — избыточное давление в коллекторе; ρ_g — плотность газа.

В условиях истечения системы радиальных струй эту формулу также можно использовать, установив величину коэффициента истечения μ .

При одинаковой средней скорости потока в коллекторе число и диаметры отверстий могут быть различными. А так как с изменением числа отверстий изменяются и условия распределения воздуха между ними,

было бы неверно рассматривать влияние только средней скорости в коллекторе. Можно считать, что на истечение влияет число отверстий, которое при постоянном расходе определяет их диаметр и шаг между ними.

Опыты проводились на открытой части аэродинамической трубы диаметром 700 мм. Соосно с ней в центре потока проходила труба, которая оканчивалась съемным коллектором диаметром $d_k = 74$ и 144 мм с однорядной системой различного числа отверстий диаметрами 10 или 15 мм на его окружности. В опытах отношение скоростей струи и потока $\lambda = v_2/v_1 = 3; 5; 10$ и 15 и число отверстий $n = 1; 4; 8; 12$ и 16. Эксперименты проводились при одной скорости набегающего поперечного потока $v_1 = 5,2$ м/сек.

Развитие струи в неподвижном пространстве. Первая серия опытов была проведена с целью выяснения характера тех особенностей истечения, которые встречаются в коллекторе, при расположении отверстий по его окружности у торца.

Опытами было установлено, что развитие радиальной струи, выходящей через отверстие в стенке коллектора, практически не зависит от толщины стенки δ , если $\delta/d \leq 0,4$.

Сравнение результатов опытов, проведенных на двух коллекторах, показало, что при прочих равных условиях кривые затухания осевой скорости в относительных координатах удовлетворительно совпадают. Ряд отверстий в коллекторе может располагаться на различных расстояниях от его торца, но чаще находится вблизи него. Результаты экспериментов показали, что осевая скорость струй, выходящих с конца коллектора, затухает несколько медленнее, чем струй из таких же отверстий, расположенных на расстоянии, например, 50 мм от конца коллектора. Это говорит о том, что торцевая стенка коллектора помогает трансформации потока в струю, она как бы служит для них своеобразной направляющей. Для развития этой идеи была проведена серия опытов с коллектором, в котором направляющий конус располагался острием напротив потока в конце коллектора с целью организации более плавного и равномерного направления потока к отверстиям. Результаты опытов показали, что направляющий конус несколько повышает дальность струй, при этом скорость на оси струи в среднем на 10% выше, чем на всем основном ее участке. Отрицательным моментом такой конструкции в газовых горелках может явиться опасность выгорания торца коллектора, так как конус может ухудшить условия его охлаждения (этого можно избежать, если торец коллектора сделать полым).

Большое значение в развитии струй в потоке имеет угол атаки струй (угол между струей и направлением потока — при 0° их направление совпадает, при 180° — они противоположны). Струя обычно выходит через отверстие по нормали к потоку. Если через отверстие проходит часть потока, а остальная часть продолжает двигаться дальше, то струи будут отклоняться от нормального направления в сторону уменьшения этого угла (по ходу потока). В условиях, когда весь воздух проходит через радиальные отверстия в конце коллектора, изменение угла выхода

будет незначительным и практически не скажется на развитии струи. Так, в наших опытах струя отклонялась от нормали ($\alpha = 90^\circ$) не больше чем на 6° . С уменьшением выходной скорости угол выхода приближался к 90° . В некоторых опытах с коллектором большого диаметра при числе отверстий 8 и 16 струи отклонялись даже в обратную сторону до -8° .

Развитие радиальных струй в поперечном потоке. На развитие радиальных струй в поперечном потоке дополнительно влияют еще два определяющих параметра. Один из них является

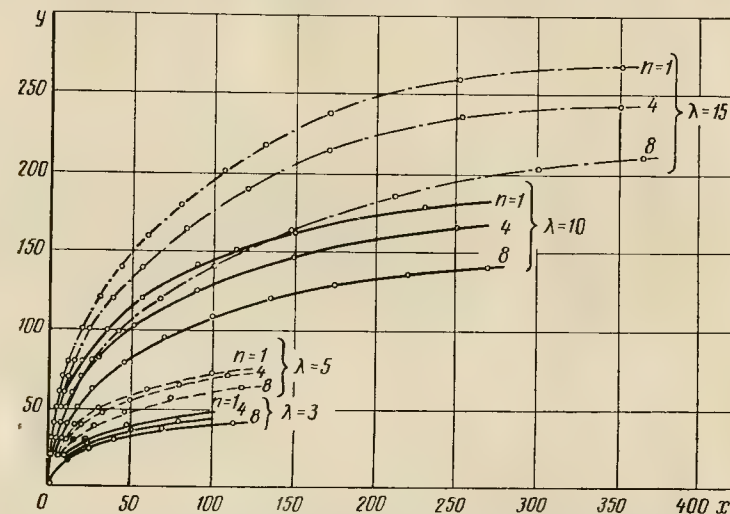


Рис. 4.25. Оси радиальных струй, выходящих из круглых отверстий в поперечный поток при различных значениях отношения скоростей и числа отверстий ($d = 10$ мм).

режимным параметром — гидродинамический параметр $\rho_2 v_2^2 / \rho_1 v_1^2$ или соответственно в условиях изотермического истечения газов одинаковой плотности отношение скорости струи к скорости потока $\lambda = v_2/v_1$. Вторым параметром конструктивный — число струй на коллекторе n , шаг между струями s/d или угол между отверстиями.

Влияние параметров λ и n на развитие струи видно из рис. 4.25, свидетельствующего о том, что глубина проникновения струй h определяется в основном отношением скоростей, числа отверстий в коллекторе и диаметром отверстия. Увеличение числа струй (того же диаметра) приводит к уменьшению величины h . На рисунке заметно небольшое влияние и других факторов на развитие струи.

В случае развития системы радиальных струй, выходящих из отверстий на цилиндрической поверхности, коэффициент пропорциональности k_s [см. формулу (4.40)] также зависит от числа отверстий n , что видно из рис. 4.25 и 4.26.

Небольшой разброс точек (см. рис. 4.26) свидетельствует о влиянии на развитие струи и других факторов, перечисленных выше, но оно невелико по сравнению с влиянием n .

Обработкой экспериментальных данных было установлено, что коэффициент k_s (рис. 4.27) для радиальных струй, развивающихся в поперечном потоке, связан с числом отверстий в коллекторе следующей зависимостью:

$$k_s = 1,71 - \frac{n-1}{35} \quad (4.40)$$

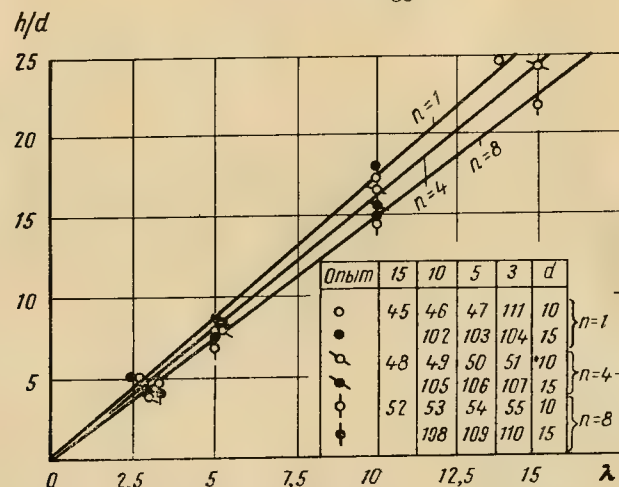


Рис. 4.26. Относительная глубина проникновения радиальных струй при различных значениях отношения скоростей и числа отверстий.

В дальнейшем, при расчете глубины проникновения газовых струй горелок с центральной подачей газа, рекомендуется определять величины k_s по графику рис. 4.27.

Подчеркнем, что эта зависимость справедлива лишь для струй, развивающихся в потоке отдельно без слияния между собой, после выхода из коллектора и в свободном воздушном потоке, который имеется в горелках с центральной подачей газа на выходе из амбразуры. Поэтому, кроме числа отверстий, необходимо учитывать еще и относительный шаг между ними s/d . В данном случае при диаметре коллектора 74 мм слияние струй наступало при $n > 10$.

Регулированием процесса распределения и перемешивания струй газа с воздухом в горелке можно интенсифицировать или замедлять процесс сжигания газа в факеле. Полное перемешивание на коротком участке получится при развитии струй газа на всем пути смещения без слияния с соседними струями. При этом будет обеспечено поступление воздуха к каждой струе газа. Но для редкого размещения отверстий по окружности в один ряд требуется большой диаметр коллектора. В про-

мышленных горелках наружный диаметр газового насадка обычно равен 200 мм.

На основании результатов проведенных опытов можно рекомендовать для коллекторов такого размера принимать число отверстий не более 10 в ряду. При этом струи будут развиваться без слияния. По условиям обеспечения равномерного распределения газа по воздуху в устье горелки не рекомендуем принимать число струй меньше шести. Правда, для подтверждения правильности основных принципов метода расчета Р. Б. Ахмедовым [13] проводилась промышленная проверка горелки даже с тремя отверстиями, которая показала, что и в этом случае факел в топке был коротким.

Принимая за основу критерий Эйлера, рекомендованный для аналогичного случая истечения струй Г. С. Шандоровым [191] и вычисленный как отношение избыточного давления в канале к скоростному напору в поперечном потоке, можно построить зависимость коэффициента истечения μ от критерия Эйлера. В интервале изменения отношения скоростей

λ от 3 до 15 и $\sqrt{\epsilon v_2}$ от 2 до 15 коэффициент истечения можно считать практически постоянным. Если квадратный корень из числа Эйлера меньше 1,5, то коэффициент истечения резко падает [191]. Для газовых горелок с центральной подачей газа на выходе из амбразуры значения λ также находятся в исследованной области ($\lambda \geq 3$), когда μ постоянен.

Эти результаты получены в условиях, когда струи газа, не сливаясь, развиваются в неограниченном поперечном потоке. В рассчитанных газовых горелках такие условия обычно и встречаются. Например, во всех горелках с центральной подачей газа на выходе из амбразуры это легко осуществляется по расчету, при этом в качестве гидродинамического параметра принимается q_{21} , а не $q_{21 \text{ см}}$, как в условиях развития струй газа в амбразуре.

Неравномерный подвод газа также нежелателен, так как по длине щели, например в подовых горелках, появляются зоны с недостатком или переизбытком газа. При этом из-за большой протяженности щелевой горелки (например, в слоевых топках) затрудняется смешение и, следовательно, догорание газозооной смеси в камере горения.

Для распределения газа в подовых горелках используются коллекторы из труб с отверстиями, равномерно расположенными по всей длине. При определении размеров коллектора и газораздающих отверстий конструктор должен иметь рекомендации по этому вопросу. С целью выяснения этих вопросов В. Н. Федоровым под руководством проф. В. П. Михеева было выполнено исследование [122].

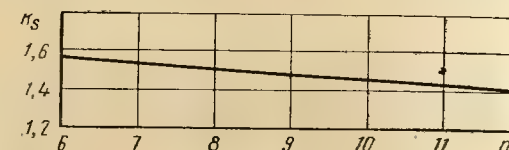


Рис. 4.27. Зависимость коэффициента пропорциональности k_s от числа радиальных струй n на центральной газовой камере $k_s = f(n)$.

МЕТОД РАСЧЕТА ГОРЕЛОК С ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ ПОДАЧЕЙ ВОЗДУХА

Горелки с принудительной подачей воздуха, как правило, основаны на струйном принципе перемешивания. Благодаря высокой производительности, широкой возможности регулирования и образования факелов пламени, различных по форме, длине и светимости, а также сравнительно небольшим габаритом (вследствие повышенных скоростей принудительно поданного в них воздуха) горелочные устройства этого типа с каждым годом все более широко применяются в различных отраслях промышленности, использующих газообразное топливо.

Расширению области применения этих горелок немало способствуют интенсификация процессов в теплотехнических установках и перевод на газ многих котельных установок промышленных предприятий и тепловых электростанций.

При разработке научно обоснованного метода расчета газогорелочных устройств, как отмечалось выше, целесообразно исходить из общего принципа конструирования горелок для всех видов топлива: твердого, жидкого и газообразного, сжигаемых факельным способом при подаче в горелку воздуха, необходимого для горения.

Сущность этого принципа, как нам представляется, состоит в следующем: топливо, поступающее в горелочное устройство, должно распределяться в воздухе равномерно (или с заданной степенью неравномерности), чтобы обеспечить устойчивое воспламенение горючей смеси и полное сгорание при минимальном (или заданном) избытке воздуха в факеле пламени.

Ценность определения общего принципа конструирования горелочных устройств заключается в том, что он позволяет выделить основные положения, которые подлежат разрешению посредством метода расчета.

Таким образом, метод расчета газогорелочных устройств должен разрешить ряд вопросов:

- 1) осуществление в горелке равномерного (или заданного) начального распределения газа в воздушном потоке;
- 2) обеспечение полного сжигания газа при минимальном (или заданном) избытке воздуха;
- 3) управление длиной и светимостью факела пламени в горелках различных конструкций, размеров и теплопроизводительности.

Для разработки метода расчета, единого для газогорелочных устройств различных конструкций, необходим был новый подход, новая перспективная гипотеза.

Такая гипотеза была выдвинута в работе [68]; сущность ее такова: вместо разработки разных методов расчета для различных конструкций газовых горелок с неизвестно как развивающимися в них процессами смесеобразования следует создавать газовые горелки любых конструкций, в которых процесс струйного распределения должен быть всегда организован по единой расчетной схеме.

В случае удачи перспективность такого решения трудно переоценить. Во-первых, горелки с принудительной подачей воздуха можно было бы рассчитывать, что позволило бы сжигать газ без потерь тепла с химической неполнотой сгорания. Во-вторых, появилась бы возможность заранее конструировать горелки с различными наперед заданными характеристиками. Так, для камер, требующих короткого факела, процесс смесеобразования заканчивался бы к устью горелки, а для камер, предназначенных для работы с длинным факелом, выносился бы из горелки на заданную длину.

Возникает вопрос: может ли принципиально быть предложена такая расчетная схема организации процессов смесеобразования для различных газогорелочных устройств с принудительной подачей воздуха? Практика научно-исследовательских работ дала положительный ответ — такая схема была нами предложена [68, 70] и практически реализована [72]. В ее основе принято распределение струй газа в воздушном канале горелки с зазорами, достаточными для развития струй без слияния. Пользуясь установленными выше закономерностями развития и перемешивания струй газа в поперечном потоке воздуха, можно по расчету создать любое распределение струй в сечении горелки и обеспечить в случае необходимости поступление к ее устью смеси любой степени перемешанности. Можно рассчитать горелку на полное предварительное смесеобразование или перенести весь или любую часть этого процесса за пределы горелки в камеру горения, что одновременно позволит регулировать длину факела пламени и его светимость.

Эти два положения — создание заданного распределения струй газа в потоке воздуха и обеспечение заданной степени смешения струй газа с воздухом при движении их к устью горелки — и положены в основу разработки метода расчета газовых горелок с принудительным дутьем. Метод расчета позволяет конструировать горелки с наиболее эффективным принципом многоструйного перемешивания (в большинстве распространенных горелочных устройств такой принцип нарушен). Это даст возможность создавать газогорелочные устройства большой единичной мощности при наименьших габаритных размерах и малых потерях энергии.

Теперь нетрудно ответить на три вопроса, поставленные при разработке метода.

1. Газовые струи в потоке воздуха в горелке должны распределяться с зазорами, исключаяющими слияние струй на всем пути их развития.

Можно полагать, что в горелках с прямоточным (незакрученным) потоком воздуха струи газа следует размещать равномерно по всему сечению воздушного канала горелки. В горелках круглого сечения с закрученным потоком (в вихревых горелках) струи могут распределяться равномерно, но не по всему сечению потока, а лишь по его части. Связано это с тем, что закрученный поток обладает большими смесеобразующими характеристиками по сравнению с прямоточным. Практика эксплуатации горелок показывает, что достаточно распределить струи газа в сечении, через которое проходит примерно 50—60% воздуха, чтобы обеспечить полноту сжигания газа в современных котлах и печах.

2. Равномерное распределение топлива в потоке воздуха обеспечивает сжигание газа при минимальном избытке воздуха α' , поданного через горелку. Как правило, недостатки распределения топлива в воздушном потоке и приводят на практике к необходимости подачи через горелку излишнего количества воздуха ($\alpha' > 1$), против теоретически необходимого для горения.

3. Используя закономерности смешения струй газа в поперечном потоке воздуха, можно регулировать смесеобразование. Переноса часть процесса или весь процесс смешения в камеру горения, можно создать пламя различной длины и светимости. Процесс смесеобразования может быть рассчитан для горелок любой конструкции независимо от их теплопроизводительности.

В горелках с внутренним смесеобразованием (в глубине амбразуры) смешение можно затянуть, увеличив диаметр (d) струй газа и сократив расстояние (l) от места выхода из отверстий до устья. В результате уменьшится относительное расстояние l/d , которое при прочих равных условиях является определяющим параметром. Тем самым процесс смешения каждой струи газа, а следовательно, и всего газа, в значительной степени переносится в камеру горения, что при неблагоприятных условиях смешения приводит к его пиролизу с образованием длинного светящегося пламени.

Для обеспечения воспламенения с одновременным переносом процесса смешения большей части газа в камеру горения (в условиях полного сжигания газа при малых избытках воздуха) надо подавать газ из отверстий разных диаметров. При этом струи малого размера полностью перемешиваются на пути к устью, образуя горючую смесь, которая при воспламенении обеспечит стабильный факел. Струи большого размера при движении к устью горелки перемешиваются лишь незначительно; полностью процесс смешения завершается в камере горения с образованием длинного факела, светящегося только в районе устья горелок.

Факелы различной длины и светимости можно получать в горелках и при одновременной подаче газа с центра и периферии в изменившихся соотношениях. При подаче большого количества газа с центра длина и светимость факела увеличиваются.

В горелках с центральной подачей газа из наконечника (внешнее смешение) весь процесс смесеобразования происходит в зоне горения на выходе из амбразуры горелки.

Светимость в этом случае может регулироваться двумя прямо противоположными способами: светимость факела можно придать увеличением диаметра струй газа при уменьшении их числа (с соответственным понижением выходной скорости газа) или уменьшением диаметра отверстий за счет увеличения их числа, размещения с малыми относительными шагами в два или больше рядов (до слияния струй) при повышенной выходной скорости газа.

Различие этих двух способов организации светящегося факела заключается в следующем. При первом способе происходит замедление смешения струи газа из-за сокращения ее пути (l/d), но все же весь газ будет по расчету равномерно распределен в воздухе. Образующаяся при этом сажка также достаточно равномерно распределится в последнем и, следовательно, на большом пути в высокотемпературной камере горения успеет выгореть [177]. Это можно наблюдать в топке по факелу, светимость которого, начиная с некоторой длины, прекращается.

Второй способ характеризуется тем, что большое число струй, размещенных с малыми шагами, неизбежно приводит к слиянию их в сплошное газовое облако. При этом, как правило, глубина проникновения струй мала, поэтому и не удастся перемешать газ с воздухом около устья, хотя к устью горелки выделяется тепла больше, чем при первом способе. Если при первом способе полное сжигание газа можно обеспечить и при малом избытке воздуха, то при втором, если в топке недостаточно места для развития длинного факела, это не всегда осуществимо.

Таким образом, в горелках с центральной, периферийной и с одновременной подачей газа с периферии и центра можно создать факел пламени различной светимости, а следовательно, и различной длины при сжигании газа без потерь при минимальных избытках воздуха.

Исходные данные для расчета горелки могут быть различными. В самом общем случае может быть известен объект, переводимый на газ, или вновь строящаяся печь или топка парового котла с заданной теплопроизводительностью. Естественно, что по сравнению с существующей вновь строящаяся установка представляет большую свободу выбора конструкции газогорелочных устройств и позволяет принимать для нее более высокие теплотехнические показатели.

Метод дает возможность рассчитать в любой горелке процесс распределения газа, обеспечивающий полное его сжигание, а следовательно, рассчитать горелочные устройства любой конструкции для каждого конкретного объекта.

Вначале приведем общую часть расчета, характерную для всех горелок, а затем остановимся на методах расчета отдельных типов горелочных устройств.

1. Определяют общий расход газа $V_{\text{общ}}$ (в $\text{м}^3/\text{ч}$) на установку. Для расчета часового расхода газа в топках котлов можно пользоваться формулами, приведенными в гл. 3, для топок паровых котлов — (3.19) или (3.20). При этом к. п. д. котла следует принимать в соответствии с нормами теплового расчета котельных агрегатов.

Общий расход газа для обогрева печи определяется по следующей формуле [147]:

$$B_{\text{общ.}} = \frac{Q_{\text{раб. пр}}}{(Q_{\text{H}}^{\text{P}} + q_{\text{физ}}) \eta_{\text{тепл}} \varepsilon} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (5.1)$$

где $Q_{\text{раб. пр}}$ — расход тепла в рабочем пространстве печи в $\text{ккал}/\text{ч}$; Q_{H}^{P} — низшая теплота сгорания рабочего топлива (природного газа) в $\text{ккал}/\text{м}^3$; $q_{\text{физ}}$ — физическое тепло нагретого воздуха и газа в $\text{ккал}/\text{м}^3$; ε — к. п. д. топочного процесса (при сжигании газа учитывает потери тепла от химической неполноты сгорания, при $q_{\text{с}} = 0$; $\varepsilon = 1$); $\eta_{\text{тепл}}$ — коэффициент отвода тепла в рабочем пространстве в долях единицы; для разных типов конструкций и размеров он различен и зависит от теплосодержания уходящих газов и газов при температуре горения

$$\eta_{\text{тепл}} = 1 - \frac{i_{\text{ух}}}{i_{\text{т}}}, \quad (5.2)$$

здесь $i_{\text{ух}}$ — теплосодержание уходящих газов в $\text{ккал}/\text{м}^3$; $i_{\text{т}}$ — теплосодержание газов при теоретической температуре горения в камере в $\text{ккал}/\text{м}^3$.

2. Определяют расход газа через одно горелочное устройство, задаваясь числом горелок n на установку,

$$B_{\text{г}} = \frac{B_{\text{общ}}}{n}. \quad (5.3)$$

3. Определяют расход воздуха $V_{\text{в}}$ через горелку

$$V_{\text{в}} = \alpha' L_0 B_{\text{г}} \text{ м}^3/\text{ч}$$

или

$$V_{\text{в}} = \alpha' L_0 B_{\text{г}} \frac{273 + t_{\text{в}}}{273} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (5.4)$$

где α' — коэффициент избытка воздуха в горелке ($\alpha' \leq 1,05$); L_0 — теоретическое количество воздуха, необходимое для сжигания, в $\text{м}^3/\text{м}^3$; $t_{\text{в}}$ — температура подаваемого в горелки воздуха в $^{\circ}\text{C}$.

Для природного газа при $\alpha' = 1,05$ округленно расход воздуха может определяться по формуле

$$V_{\text{в}} = 10 B_{\text{г}} \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (5.4\text{а})$$

4. Определяют размеры горелки, задаваясь выходными скоростями горючей смеси, условиями размещения горелки по месту. Для комбинированных горелок эти размеры уже заданы условиями сжигания основного топлива, так же как заданы и скорости воздуха и горючей смеси.

Среднерасходные скорости воздуха в горелках принимаются по нормативным материалам в зависимости от марки топлива. Эти же значения скоростей воздуха применяются при сжигании газа в комбинированных пылегазовых горелках.

В щелевых горелках при подогреве воздуха свыше 250°C и хороших условиях воспламенения смеси скорость воздуха может быть принята до $50 \text{ м}/\text{сек}$. В вихревых горелках при среднерасходной скорости, например, $27 \text{ м}/\text{сек}$ действительные скорости закрученного потока по периферии горелки в топках паровых котлов превышают $50 \text{ м}/\text{сек}$. При необходимости они могли бы быть увеличены, так как в этих горелках возвратные потоки с высокой температурой создают хорошие условия для устойчивого воспламенения факела пламени. Однако повышенное сопротивление вихревых горелок практически ограничивает верхний предел скоростей.

Можно рекомендовать следующие расходные скорости $v_{\text{в}}$: для щелевых горелок в пределах $10-40 \text{ м}/\text{сек}$; чем ниже температура подогрева воздуха, тем меньше следует принимать выходную скорость горючей смеси; для круглых горелок в пределах $10-50 \text{ м}/\text{сек}$.

5. Определяют выходное сечение щелевой горелки $F_{\text{вых}}$ из следующего выражения:

$$F_{\text{вых}} = \frac{V_{\text{см}}}{v_{\text{см}} 3600} = \frac{B_{\text{г}} (1 + \alpha' L_0) (273 + t_{\text{см}})}{3600 v_{\text{см}} 273}, \quad (5.5)$$

где $V_{\text{см}}$ — объем смеси в $\text{м}^3/\text{ч}$; $v_{\text{см}}$ — скорость газовой смеси в выходном сечении газогорелочного устройства в $\text{м}/\text{сек}$; $t_{\text{см}}$ — температура газовой смеси в $^{\circ}\text{C}$.

При вычислении скорости газовой смеси можно условно принимать температуру смеси равной температуре подогретого воздуха или точно рассчитать ее.

Остальные размеры щелевой горелки принимаются по конструктивным соображениям. Если нельзя обойтись без поворота воздушного потока перед горелкой, то он должен выполняться плавно направляющими лопатками, обеспечивающими выравнивание скоростей воздушного потока в месте ввода газовых струй.

6. Определяют сопротивление щелевой горелки по тракту воздушного потока:

$$\Delta p = \zeta_{\text{у}} \frac{\rho_{\text{в}} v_{\text{у}}^2}{2}, \quad (5.6)$$

где Δp — разность статического давления в подводящем воздушном канале горелки и в печи (или топке) в $\text{кг}/\text{м}^2$; $v_{\text{у}}$ — среднерасходная скорость воздуха в устье горелки в $\text{м}/\text{сек}$; $\rho_{\text{в}}$ — плотность воздуха в $\text{кг}/\text{м}^3$; $\zeta_{\text{у}}$ — коэффициент сопротивления канала воздушного потока горелки, отнесенный к скорости в устье, рассчитанной по всему сечению (без учета площади центральной трубы).

В зависимости от того, как организован процесс развития газовых струй в воздушном потоке, значение коэффициента $\zeta_{\text{у}}$ может изменяться. Для щелевых горелок при подаче газовых струй в поток воздуха с двух сторон под углом $\alpha \leq 70^{\circ}$ значение $\zeta_{\text{у}}$ можно принимать, до дальнейших уточнений, равным $2-3$. При углах атаки струй $\alpha \leq 45^{\circ}$ $\zeta_{\text{у}} \approx 1,2-1,5$.

Во избежание резкого повышения сопротивления воздушного тракта и прекращения эжектирующего действия газовых струй следует избегать подачи струй газа под углом 90° в воздушный поток низконапорных горелочных устройств. Ввод струй в закрученный поток не повышает сопротивления воздушного тракта.

7. Определяют по той же формуле (5.6) сопротивление горелки по газовому тракту, но заменяют соответственно обозначения

$$\Delta p = \zeta_r \frac{\rho_r v_r^2}{2}, \quad (5.6a)$$

где Δp — разность статического давления в коллекторе и в месте выхода газовых струй в кг/м^2 ; v_r — среднерасходная скорость газа (отнесенная к сечению газовыпускных отверстий) в м/сек ; ρ_r — плотность газа в кг/м^3 ; ζ_r — коэффициент сопротивления газового тракта, отнесенный к скоростному напору в сечении газовыпускных отверстий.

По выбору значений коэффициента сопротивления можно отметить следующее.

Если бы в формуле (5.6a) стояла не средняя скорость газа v_r , а истинная скорость истечения — скорость в сжатом сечении $v_{сж}$, то коэффициент сопротивления $\zeta_{сж} \approx 1$ и действительная потеря напора была бы равна полному скоростному напору. Фактически же потеря несколько больше, так как помимо потери динамического напора имеют место еще потери статического давления на трение, завихрения примерно на 5%, и, следовательно, можно принять $\zeta_{сж} \approx 1,05$.

Потерю давления, отнесенную к скоростному напору, подсчитанному по среднерасходной скорости, можно выразить соответственно через величину коэффициента сопротивления горелки по газу $\zeta_{сж}$ в таком виде:

$$\zeta_r = \zeta_{сж} \left(\frac{F}{F_{сж}} \right)^2 = \frac{1}{0,62} = 1,05 \cdot 2,6 = 2,73.$$

где

$$\left(\frac{F}{F_{сж}} \right) = \left(\frac{1}{\mu} \right)^2 = \left(\frac{1}{0,62} \right)^2 = 2,6$$

(для случая истечения из тонкой стенки μ принимается равным 0,62).

Следовательно, значение коэффициента сопротивления газовой камеры, рассчитываемого по формуле (5.6a), может быть принято порядка 2,75. Это справедливо для горелок любых конструкций.

Если давление измеряется не в газовой камере, а на участке до нее, то, как показывает обработка опытных данных по различным горелкам, величина коэффициента сопротивления колеблется от 3 до 4 и даже доходит до 5,1. Последняя величина относится к горелкам с газовыми камерами, имеющими перегородки, для эффективного охлаждения стенок камеры (см., например, рис. 2.56).

В литературе [67] отмечается, что для предварительного выбора диаметров газопроводов принимали следующие скорости: в магистраль-

ном газопроводе и на входе в коллектор котельной 50—70 м/сек ; в газопроводе к котлу 30—40 м/сек и в газопроводе к горелке 40—50 м/сек .

Представляется, что при стабильном давлении эти скорости могут быть увеличены, кроме скорости подвода к горелке, которую желательно принимать менее 30 м/сек . Везде, где это возможно, целесообразно применять двусторонний подвод газа к камерам.

При двустороннем подводе газа к газовой камере отношение суммарной площади газовыпускных отверстий к площади поперечного сечения камеры, как отмечалось выше, следует принимать $K_1 = 0,38 \div 0,43$, а при одностороннем подводе величина K_1 должна быть меньше 10%. Следовательно, скорости газа в газовой камере будут соответствовать этим же долям от выходной скорости газа. Так, при скорости истечения газа 150 м/сек скорость в газовой камере при одностороннем подводе газа не должна превышать 15 м/сек .

Расчет горелок ограничивается распределением газовых струй в потоке воздуха в горелке или на выходе из нее. При этом можно допустить, что расхождение расчетных глубин проникновения струй по данному методу с фактической глубиной составляет примерно 10%.

Расчеты гидравлических потерь в горелках и газопроводах осуществляются по известным формулам и здесь не приводятся.

Ниже приведены все необходимые для расчета горелок формулы, конкретные примеры расчетов. Они даны лишь для наиболее характерных конструкций горелок, основанных на струйном принципе газораспределения и смесеобразования. Материал приведен в объеме, позволяющем читателю самостоятельно применить разработанный метод к расчету любых газогорелочных конструкций, основанных на струйном принципе перемешивания.

Для расчета всех горелок приняты следующие исходные данные: расход газа или производительность горелочных устройств B_r ; расход воздуха через горелку V_v ; состав газа и его теплота сгорания Q_p^r ; располагаемое давление газа перед горелкой p_r ; давление воздуха перед горелкой p_v ; температура соответственно воздуха и газа в горелке t_v и t_r ; среднерасходная скорость воздуха в сечении горелки перед местом ввода газовых струй v_v или v_1 ; тип горелки (заданная или выбранная) с размерами проходных сечений (в м^2) для воздуха. Искомыми являются скорость газа v_r или v_2 , диаметры газовыпускных отверстий d_1 и d_2 , их число n_1 и n_2 и места рассверловки.

Для расчета горелок с принудительной подачей воздуха не имеет значения, при каком расходе воздуха производится их расчет. В рассчитанной горелке распределение струй в потоке остается неизменным на всех режимах ее работы при прочих равных условиях. Все же при расчете горелки на максимальную теплопроизводительность возможно предусмотреть максимальные потери давления и наибольший расход воздуха от вентилятора. Однако подчеркнем еще раз, что существо расчета и конечный результат газораспределения не зависят от абсолютного расхода воздуха через горелочное устройство.

РАСЧЕТ ЩЕЛЕВЫХ ГОРЕЛОК С ОДНОСТОРОННЕЙ ПОДАЧЕЙ ГАЗА

При переводе на газ паровых котлов с шахтно-мельничными топками, имеющими эжекционные амбразуры, последние были переделаны [73] в комбинированные горелки (рис. 5.1).

Для сохранения нормальных условий работы на твердом топливе сечение амбразуры для выхода аэросмеси сохранено прежним, а газовые части горелки встроены в эжекционные сопла, т. е. в тракт вторичного воздуха. В воздушном потоке они являются дополнительными рассека-телями, увеличивающими его многоструйность, не ухудшая эжектирую-щих свойств сопел.

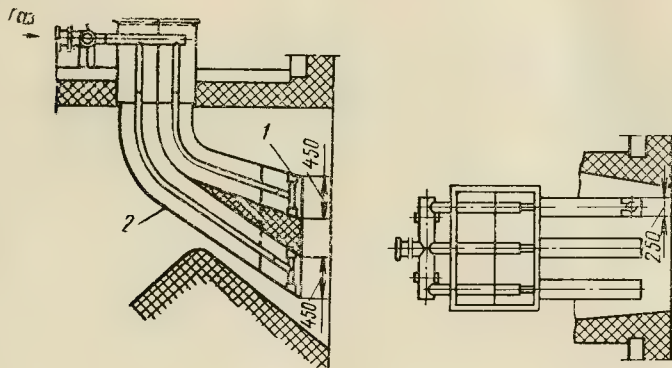


Рис. 5.1. Комбинированная пылегазовая горелка для шахтно-мельничной топки с эжекционной амбразурой.

1 — газораздающее устройство (односторонняя подача газа); 2 —
эжекционные сопла.

Для истечения газа были предусмотрены с двух сторон по образующим газораздающих труб по два ряда отверстий.

В таком исполнении горелочные устройства представляли собой газовые щелевые горелки с односторонней подачей газа в поток воздуха относительно малой ширины.

Принятая схема благоприятна для организации равномерного распределения газа в узком потоке воздуха при довольно низких скоростях истечения газа (60—70 м/сек и сравнительно небольших диаметрах газоразделяющих отверстий (5—15 мм). При работе котла на твердом и газообразном топливах данное горелочное устройство надежно защищено от обгорания интенсивным охлаждением потоком вторичного воздуха.

Метод расчета щелевой горелки с односторонней подачей газа. Примем, что для расчета горелки имеются все необходимые исходные данные согласно приведенному выше перечню.

1. Проходное сечение канала горелки для прохода воздуха по ширине, равной A , делим на три одинаковые части пунктирными линиями, параллельными оси газового коллектора (рис. 5.2а).

Принимаем, что струи газа будут выходить в прямоточный воздушный поток из отверстий двух различных диаметров, просверленных в тонкой стенке.

2. Глубина проникновения струй большого диаметра принимается равной примерно

$$h_1 \approx \frac{2}{3} A. \quad (5.7)$$

При этом газовые струи большого размера будут находиться как бы в центре $\frac{2}{3}$ площади сечения (см. рис. 5.2, б) и смешиваться с проходящим через это сечение количеством воздуха.

3. Задавая выходной скоростью газа из отверстий и определяем диаметр отверстий большего размера по формуле (4.23г). При этом индексы 1 и 2, принятые в обозначениях скоростей и плотностей в гл. 4, здесь соответственно заменены буквами v — воздух и g — газ.

$$d_1 = \frac{\eta \sqrt{\mu} h_1 v_B}{k_s v_\Gamma} \sqrt{\frac{\rho_B}{\rho_\Gamma}} = \frac{h_1 \sqrt{\mu}}{k_s \sqrt{q_{21CM}}}.$$

В этой формуле неизвестен только коэффициент пропорциональности k_s , зависящий от невыбранного еще относительного шага между струями. При расчете можно предварительно задаться каким-то средним значением k_s . Если струи большого размера имеют угол атаки, не равный 90° , то диаметр струи следует подсчитывать по формуле (4.23е), с учетом

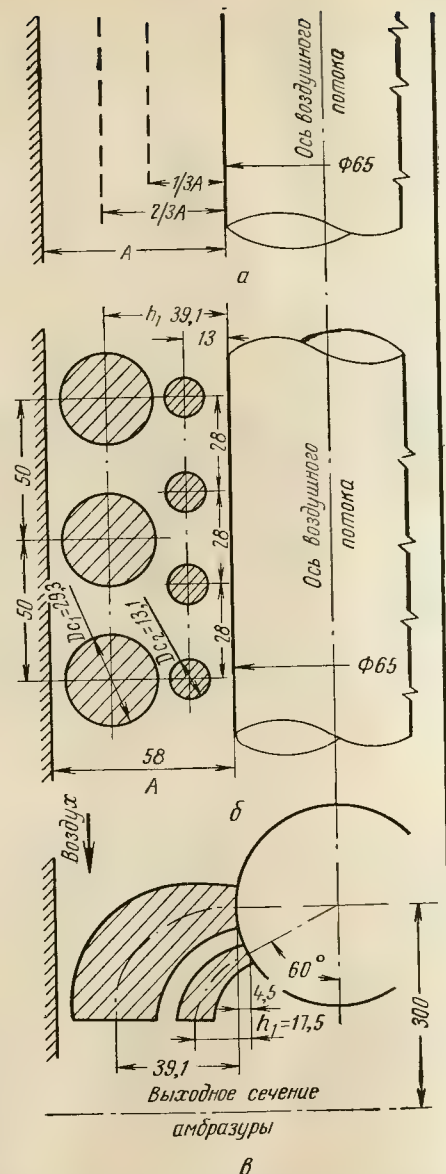


Рис. 5.2. Распределение струй газа в воздушном канале щелевой горелки, встроенной в эжекционное сопло.

a — разбивка площади сечения по ширине A на три части; b и c — струи газа в потоке воздуха

значения коэффициента k_α , определяемого по графику рис. 4.20,

$$d_1 = \frac{\eta \sqrt{\mu} h_1 v_B}{k_s k_\alpha v_\Gamma} \sqrt{\frac{\rho_B}{\rho_\Gamma}} = \frac{h_1 \sqrt{\mu}}{k_s k_\alpha \sqrt{q_{21\text{см}}}}$$

или по формуле (4.23ж), заменяя k_α на $\sin \alpha$,

$$d_1 = \frac{\eta \sqrt{\mu} h_1 v_B}{k_s \sin \alpha v_\Gamma} \sqrt{\frac{\rho_B}{\rho_\Gamma}} = \frac{h_1 \sqrt{\mu}}{k_s \sin \alpha \sqrt{q_{21\text{см}}}}.$$

Если ось одного из рядов отверстий для выхода газа в коллекторе не совпадает с нормальным направлением по отношению к данному сечению воздушного канала и смещена по окружности коллектора, то в общем случае глубина проникновения, отсчитываемая от коллектора, должна учитываться с поправкой, равной b' , и тогда $h_1 = \frac{2}{3} A + b'$, где b' — смещение отверстий большого размера от плоскости, в которой они находились бы при угле атаки струй в 90°

$$b' = r_k - r_k \sin \alpha = r_k (1 - \sin \alpha), \quad (5.8)$$

где r_k — наружный радиус газового коллектора.

Для рис. 5.2 это смещение показано для отверстий струй малого размера.

4. Глубина проникновения струй малого размера h_2 принимается равной $1/6 A$ (см. рис. 5.2, а). При этом струи газа распределяются в середине площади сечения, равной примерно $1/3$ всей площади для прохода воздуха,

$$h_2 \approx \frac{1}{6} A. \quad (5.9)$$

Из условий обеспечения зазора между струями большого и малого размеров в воздушном канале глубина проникновения проверяется и уточняется по следующему выражению:

$$h_2 + \frac{1}{2} D_{c2} < h_1 - \frac{1}{2} D_{c1}$$

или, заменив D_c (D_c — диаметр струи в потоке) через h , после несложных преобразований получим, что глубины проникновения струй разных диаметров связаны между собой следующими зависимостями:

для струй двух размеров

$$h_2 < 0,45 h_1, \quad h_1 > 2,2 h_2; \quad (5.10)$$

для струй любого числа размеров

$$h_{p+1} < 0,45 h_p; \quad h_p > 2,2 h_{p+1}, \quad (5.10a)$$

где индекс p — число струй различных размеров.

Глубина проникновения струй малого размера должна быть $h_{p+1} \approx 0,25 h_p$. Отметим, что для щелевых горелок с односторонней подачей газа в большинстве случаев можно обойтись двумя размерами струй разных диаметров и в редких случаях тремя размерами струй. По формулам (5.10) и (5.10a) можно выбрать значение h_2 , зная величину h_1 , и наоборот ($h_2 \approx \frac{1}{6} A$).

5. При одинаковых условиях истечения, а именно равных давлениях газа в камерах, углах атаки, относительных шагах между отверстиями, можно написать зависимость между диаметрами струй разных размеров, аналогичную выражениям (5.10) и (5.10 a):

для струй двух размеров

$$d_2 < 0,45 d_1; \quad d_1 > 2,2 d_2 \quad (5.11)$$

для любого числа струй разных диаметров

$$d_{p+1} < 0,45 d_1; \quad d_p > 2,2 d_{p+1}. \quad (5.11a)$$

Диаметр отверстий малого размера d_2 можно определить по тем же формулам, что и диаметр большого размера, только вместо h_1 подставляется h_2 .

При истечении из отверстий в толстой стенке или из патрубков диаметр отверстий и скорости газа можно определить по аналогичным формулам, при этом коэффициент истечения μ принимается равным единице.

Если угол атаки струй малого размера меньше или больше 90° , то диаметр следует определять по формулам (4.23e) или (4.23ж); подставляя индексы, имеем

$$d_2 = \frac{\eta \sqrt{\mu} h_2 v_B}{k_s k_\alpha v_\Gamma} \sqrt{\frac{\rho_B}{\rho_\Gamma}} = \frac{h_2 \sqrt{\mu}}{k_s k_\alpha \sqrt{q_{21\text{см}}}},$$

или

$$d_2 = \frac{\eta \sqrt{\mu} h_2 v_B}{k_s \sin \alpha v_\Gamma} \sqrt{\frac{\rho_B}{\rho_\Gamma}} = \frac{h_2 \sqrt{\mu}}{k_s \sin \alpha \sqrt{q_{21\text{см}}}}.$$

При этом $h_2 = 1/6 A + b'$, где b' — смещение отверстий малого размера от плоскости, в которой они находились бы при угле атаки струй 90° ; b' определяется по формуле (5.8).

По формулам (5.11) и (5.11a) можно проверить и скорректировать диаметр отверстий для струй малого размера, зная диаметр струй большого размера, и наоборот.

Если струи малого размера также входят в поток под углом, отличающимся от 90° , то глубина проникновения их может определяться по формуле (4.14г)

$$h_2 = \frac{k_s k_\alpha d_2 v_\Gamma}{\eta \sqrt{\mu} v_B} \sqrt{\frac{\rho_\Gamma}{\rho_B}} = \frac{k_s k_\alpha d_2}{\sqrt{\mu}} \sqrt{\frac{q_{21\text{см}}}{q_{21\text{см}}}}.$$

Коэффициент k_a определяется по графику рис. 4.20. Так как разница между значением коэффициента k_a и $\sin \alpha$ невелика, то при расчете h_2 можно вместо значения k_a подставить $\sin \alpha$.

6. Определяем общую площадь отверстий в мм^2 для выхода газа по формуле

$$F_r = \frac{B_r 10^6 (273 + t_r)}{3600 v_r 273} \quad (5.12)$$

7. Исходя из соответствия расходов газа и воздуха по сечениям горелки, в которых размещаются струи, следовало бы $2/3$ расхода (примерно 67%) газа подать через большие отверстия, а остальную часть через отверстия малых размеров. Учитывая, однако, что большие струи, проходя через слой воздуха, прилегающий к газовому коллектору, частично перемешиваются с ним, принимаем, что не 67, а 70% газа подается через отверстия большого размера и 30% через малые. Тогда площади отверстий (в мм^2) для больших струй F_6 и малых F_m соответственно будут:

$$F_6 = 0,7 F_r; \quad (5.13)$$

$$F_m = 0,3 F_r \quad (5.14)$$

или

$$F_m = F_r - F_6.$$

8. Определяем число отверстий для струй каждого размера. Число отверстий большого размера

$$n_1 = \frac{F_6}{f_6} = \frac{0,7 F_r}{f_6}, \quad (5.15)$$

$$f_6 = \frac{\pi d_1^2}{4} \approx 0,785 d_1^2,$$

где f_6 — площадь отверстия большого размера.

Принимаем целое значение n_1 и уточняем площадь F_6 .

Число отверстий малого размера

$$n_2 = \frac{0,3 F_r}{f_m} \quad \text{или} \quad n_2 = \frac{F_r - F_6}{f_m}, \quad (5.16)$$

где f_m — площадь отверстия малого размера:

$$f_m = \frac{\pi d_2^2}{4} = 0,785 d_2^2.$$

Уточняем окончательную площадь отверстий для выхода газа суммированием площадей отверстий большого и малого размера

$$F_r = n_1 f_6 + n_2 f_m.$$

Разница между предварительно принятым и уточненным значениями F_r не должна превышать 5% от первоначально полученной величины.

Расстояния от края (обращенного в топку торца) газового коллектора до первых (ближайших к топке) рядов отверстий большого l_6 и ма-

лого l_m размеров и абсолютные шаги между отверстиями определяются по формулам:

$$l_6 = \frac{H - (n_1 - 1) s_1}{2}, \quad s_1 = \frac{H - 2l_6}{n_1 - 1}, \quad (5.17)$$

$$l_m = \frac{H - (n_2 - 1) s_2}{2}, \quad s_2 = \frac{H - 2l_m}{n_2 - 1}, \quad (5.17a)$$

где H — длина коллектора.

9. Для размещения струй в ряду с зазором (исключающим их слияние) шаг между струями должен удовлетворять выражению $s > 0,75 h$ или $s > D_c$. Шаг между струями следует принимать максимально возможным при размещении струй, и, конечно, он должен быть больше, чем предельно минимальное значение $s = D_c$. На рис. 5.3 приведены графические зависимости, позволяющие выбрать значения относительных шагов между отверстиями на газовом коллекторе в зависимости от относительной глубины проникновения струй природного газа в поток воздуха. Прямая 1 является ограничивающей предельной прямой. Не рекомендуется выбирать для горелок значения t/D_c , меньше, чем по прямой 2. Между прямыми 3 и 4 лежит область наиболее предпочтительных значений относительных шагов между отверстиями, но эти значения могут быть и выше прямой 5, но не ниже 1.

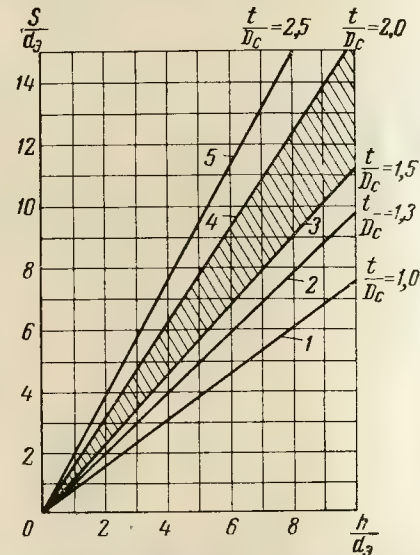


Рис. 5.3. Зависимости, характеризующие распределение струй в потоке.

Уточняем диаметры отверстий, шаг между ними, глубины проникновения струй и диаметры струй в потоке. При расчете необходимо добиться размещения струй в потоке с зазорами, обеспечивающими их развитие без слияния. Возможно, что при уточнении придется скорректировать первоначально принятые значения некоторых величин, стремясь выбрать возможно больший шаг между струями в потоке.

10. Определяем диаметры струй в потоке по формуле (4.24)

$$D_{c1} = 0,75 h_1, \quad D_{c2} = 0,75 h_2.$$

11. Определяем абсолютный и относительный шаги между струями в потоке по формулам (4.32) и (4.33)

$$t_1 = s_1 = \frac{H}{n_1 + 1}; \quad \frac{t_1}{D_{c1}} = \frac{H}{(n_1 + 1) D_{c1}} = \frac{s_1}{D_{c1}};$$

$$t_2 = s_2 = \frac{H}{n_2 + 1}; \quad \frac{t_2}{D_{c2}} = \frac{H}{(n_2 + 1) D_{c2}} = \frac{s_2}{D_{c2}}.$$

12. Строим распределение струй (аналогично приведенному на рис. 5.2, б), развивающихся в сечении воздушного потока.

На этом расчет горелки можно считать законченным.

При расчете следует учитывать, что, приближая или удаляя газовые пусковые отверстия от края амбразуры (со стороны топki), можно регулировать длину факела пламени. Следует сразу же отметить, что, несмотря на совершенно ясную принципиальную возможность использования такого приема, еще не накоплен достаточный экспериментальный материал, позволивший бы дать обоснованные и вполне конкретные рекомендации по количественной стороне процесса регулирования длиной факела пламени. Ясно, что в зависимости от расстояния (в долях начального диаметра струи l/d_0) будет изменяться соотношение количеств газа, перемещающегося в горелке и в топке в условиях высокой температуры, а следовательно, выделение сажи, придающей факелу светимость и увеличение его длины.

При выполнении конкретных примеров все же некоторые рекомендации по регулированию светимости факела пламени будут сделаны.

Следует отметить, что использование данного метода расчета в горелках с прямоточным потоком воздуха позволяет организовать факел пламени практически различной длины и светимости при оптимальных (минимальных) значениях избытков воздуха без потерь тепла от химической неполноты сжигания газа.

Примеры расчета.

Расчет газораспределения в щелевой комбинационной горелке с односторонней подачей газа (см. рис. 5.1).

Дано: расход газа на одну горелку $B = 2600 \text{ м}^3/\text{ч}$; теплота сгорания газа (смешанный газ = природный + сланцевый) $Q_R^p = 7100 \text{ ккал}/\text{м}^3$; давление газа перед горелками $p > 1500 \text{ кг}/\text{м}^2$; плотность газа ρ_r : смешанного $0,82 \text{ кг}/\text{м}^3$, природного $0,723$, сланцевого $0,92$; плотность воздуха $\rho_v = 0,567 \text{ кг}/\text{м}^3$; температура воздуха в горелке $t_v = 350^\circ \text{C}$ и $t_r = 7^\circ \text{C}$; среднерасходная скорость воздуха в горелке перед местом подвода газовых струй $v_v = 34,6 \text{ м}/\text{сек}$; количество воздуха, теоретически необходимые для полного сгорания 1 м^3 топлива,

$$V_v = 7,69 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

1. Ширина «живого» сечения канала для прохода воздуха в горелке $A = 58 \text{ мм}$ (см. рис. 5.2). Делим его по ширине на три равные части пунктирными линиями (см. рис. 5.2, а), параллельными оси газового коллектора (стояка).

Принимаем, что струи газа выходят из отверстий двух размеров, расположенных по образующей газового коллектора длиной 450 мм в два ряда.

2. Глубину проникновения в поток струй большего диаметра определяем по формуле (5.7)

$$h_1 = \frac{2}{3} A = \frac{2}{3} \cdot 58 = 38 \text{ мм}.$$

3. Так как в данной горелке ширина A сравнительно невелика, то задаемся умеренной выходной скоростью газа из отверстий $60 \text{ м}/\text{сек}$. В данном случае имеет место истечение из отверстий в тонкой стенке.

При этом значение коэффициента истечения μ принимаем равным $0,62$ (см. гл. 4).

4. Коэффициент, характеризующий отношение весового расхода суммарного и набегающего потока η подсчитываем по формуле (4.16).

Для природного газа:

$$\eta = \frac{V_v \rho_v + B_r \rho_r}{V_v \rho_v} = 1 + \frac{B_r \rho_r}{V_v \rho_v}.$$

Здесь V_v — объем воздуха, при нормальных условиях поданный в горелку для сжигания объема газа B_r ; ρ_v , ρ_r — плотность воздуха и газа при нормальных условиях.

В связи с присосами в топках можно считать, что в горелки подается газ и воздух, в соотношении, близком к стехиометрическому. Теоретическое количество воздуха, необходимое для горения газа, при нормальных условиях равно $9,5 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Тогда:

$$\frac{B_r \rho_r}{V_v \rho_v} = \frac{1 \rho_r}{9,5 \rho_v} = \frac{1 \cdot 0,723}{9,5 \cdot 1,293} = 0,0588 \approx 0,059,$$

где плотность природного газа $\rho_r = 0,723 \text{ кг}/\text{м}^3$, плотность воздуха $\rho_v = 1,293 \text{ кг}/\text{м}^3$,

$$\eta = 1 + 0,059 = 1,059 \approx 1,06$$

Для сланцевого газа $Q_R^p = 3300 \div 3500 \text{ ккал}/\text{м}^3$, плотность сланцевого газа изменяется в пределах $\rho_r = 0,89 \div 0,95 \text{ кг}/\text{м}^3$. Принимаем $\rho_r = 0,92 \text{ кг}/\text{м}^3$, что и указано в задании.

Теоретическое количество воздуха, необходимое для горения газа, при нормальных условиях примерно равно $3,7 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Тогда: для сланцевого газа

$$\eta = 1 + \frac{B_r \rho_r}{V_v \rho_v} = 1 + \frac{1 \cdot 0,92}{3,7 \cdot 1,293} = 1 + 0,192 = 1,192 \approx 1,19;$$

для смеси природного газа со сланцевыми при $\rho_r = 0,82 \text{ кг}/\text{м}^3$; $Q_R^p = 7100 \text{ ккал}/\text{м}^3$; $V_v = 7,69 \text{ м}^3/\text{м}^3$

$$\eta = 1 + \frac{B_r \rho_r}{V_v \rho_v} = 1 + \frac{1 \cdot 0,82}{7,61 \cdot 1,293} = 1 + 0,082 = 1,082.$$

При истечении из отверстий в тонкой стенке определяющим развитие струй является гидродинамический параметр по смеси.

5. Значение гидродинамического параметра по смеси $q_{21 \text{ см}}$ подсчитываем по формуле (4.15)

$$q_{21 \text{ см}} = \frac{\rho_r v_r^2}{\rho_v v_v^2 \eta^2} = \frac{0,82 \cdot 60^2}{0,567 \cdot 34,6^2 \cdot 1,082^2} = 3,7.$$

6. Определяем диаметр струй большого размера по формуле (4.23г), задаваясь значением коэффициента $k_s \approx 1,6$

$$d_1 - \frac{h \sqrt{\mu}}{k_s \sqrt{q_{21} \text{ см}}} = \frac{38 \cdot 0,62}{1,6 \cdot 3,7} = 9,72.$$

Остановимся на размере $d_1 = 10 \text{ мм}$.

Для удобства размещения струй малого размера в потоке воздуха с зазорами принимаем их угол атаки 60° .

7. Диаметр отверстий для малых струй можно определить по формулам (4.23е), (4.23ж) или из неравенства (5.11). Воспользуемся последней формулой. Так как малые струи направлены под углом, не равным 90° , то из неравенства (5.11) $d_2 < 0,45 d_1$ определяем значение $d_2 \leq 0,45 d_1$. $d_2 = 10 \cdot 0,45 = 4,5 \text{ мм}$; учитывая, что отверстия малого размера смещены от плоскости больших отверстий, принимаем $d_2 = 5,0 \text{ мм}$.

8. Определяем глубину проникновения струй малого размера при угле атаки в 60° по формуле (4.14г):

$$h_2 = \frac{k_s k_\alpha d}{\sqrt{\mu}} \sqrt{q_{21} \text{ см}} = \frac{1,6 \cdot 0,866 \cdot 5}{\sqrt{0,62}} \sqrt{3,7} = 16,2 \text{ мм},$$

где $k_\alpha = 0,866$ находится по графику рис. 4.20.

Глубина проникновения струй в поток для данного примера удовлетворительна. Если бы эти струи выходили под углом атаки $\alpha = 90^\circ$, то $h_2 = 1/6 A = 1/6 \cdot 58 \approx 10 \text{ мм}$. Так как струи повернуты под углом 60° и отверстия смещены от плоскости, в которой они были бы при угле 90° , то h_2 можно принять большим без опасения наложения струй меньшего на струи большего размера.

9. Определяем общую площадь отверстий для выхода газа по формуле (5.12)

$$F_\Gamma = \frac{B_\Gamma 10^6 (273 + t_\Gamma)}{3600 v_\Gamma 273} = \\ = \frac{2600 \cdot 10^6}{3600 \cdot 60} \cdot \frac{273 + 7}{273} = 12\,300 \text{ мм}^2.$$

10. Общая площадь для выхода газа предварительно распределяется между отверстиями двух размеров по формулам (5.13) и (5.14)

$$F_6 = 0,7 F_\Gamma = 0,7 \cdot 12\,300 \approx 8600 \text{ мм}^2;$$

$$F_M = 0,3 F_\Gamma \text{ или } F_M = F_\Gamma - F_6 = 3700 \text{ мм}^2.$$

11. Определяем число отверстий каждого размера по формулам (5.15) и (5.16).

Число отверстий большого размера

$$n_1 = \frac{F_6}{f_6} = \frac{8600}{78,5} \approx 110,$$

где

$$f_6 = \frac{\pi d_1^2}{4} = 0,785 \cdot 10^2 = 78,5 \text{ мм}^2.$$

По конструктивным соображениям принимаем число отверстий большого диаметра $n_1 = 108$ отверстий

$$F_6 = f_6 \cdot n_1 = 78,5 \cdot 108 = 8480 \text{ мм}^2.$$

Тогда

$$F_M = F_\Gamma - F_6 = 12\,300 - 8480 = 3820 \text{ мм}^2.$$

Число отверстий малого размера

$$n_2 = \frac{F_M}{f_m} = \frac{3820}{19,6} \approx 195,$$

где

$$f_m = \frac{\pi d_2^2}{4} \approx 0,785 \cdot 5^2 \approx 19,6 \text{ мм}^2.$$

По конструктивным соображениям принимаем 192 отверстия.

Всего имеется шесть коллекторов. На каждой стороне коллектора отверстия двух размеров. Высота газового коллектора $H = 450 \text{ мм}$. На одной его стороне размещается, следовательно, по $1/12$ общего числа отверстий каждого размера.

Число отверстий большого размера

$$n_1 = 108 \cdot \frac{1}{12} = 9 \text{ отверстий}.$$

Число отверстий малого размера

$$n_2 = 192 \cdot \frac{1}{12} = 16 \text{ отверстий}.$$

12. Определяем абсолютный и относительный шаги между отверстиями по формулам (5.17) и (5.17а).

Расстояние от края торца коллектора до первого отверстия большого диаметра принимаем $l_6 = 25 \text{ мм}$, т. е. для размещения отверстий используется не вся высота коллектора.

Тогда шаг между отверстиями большого размера по формуле (5.17)

$$s_1 = \frac{H - 2l_6}{n_1 - 1} = \frac{450 - 2 \cdot 25}{9 - 1} = \frac{400}{8} \approx 50 \text{ мм}.$$

Принимаем шаг 50 мм , $s_1/d_1 = \frac{50}{10} = 5$. От края коллектора до от-

верстия малого размера принимаем расстояние $l_m = 15 \text{ мм}$. Тогда расстояние между отверстиями малого размера по формуле (5.17а)

$$s_2 = \frac{H - 2l_m}{n_2 - 1} \approx \frac{450 - 2 \cdot 15}{16 - 1} = \frac{420}{15} = 28 \text{ мм}.$$

Принимаем шаг 28 мм, $s_2/d_2 = 28/5 \approx 5,6$.

13. По определенным относительным шагам уточняем значения k_s . По графику рис. 4.19 при данных относительных шагах $k_s \approx 1,6$ и $k_{s_2} = 1,65$.

Уточняем значения глубин проникновения струй в поток по формуле (4.146)

$$h_1 = \frac{k_s d_1}{\sqrt{\mu}} \sqrt{q_{21} \text{ см}} = \frac{1,6 \cdot 10}{\sqrt{0,62}} \sqrt{3,7} = 39,1 \text{ мм};$$

$$\frac{h_1}{d_1} = \frac{39,1}{10} = 3,91.$$

Уточняем значение глубины проникновения струи меньшего размера под углом атаки 60° по формуле (4.14д)

$$h_2 = \frac{k_{s_2} \sin 60^\circ d_2 \sqrt{q_{21} \text{ см}}}{\sqrt{\mu}} = \frac{1,65 \cdot 0,866 \cdot 5 \sqrt{3,7}}{\sqrt{0,62}} \approx 17,5 \text{ мм},$$

$$\frac{h_2}{d_2} = \frac{17,5}{5} = 3,5.$$

Фактически расстояние от оси струй под углом 60° в потоке до коллектора будет меньше на величину смещения b'_2 отверстий от плоскости, в которой они находились бы при угле атаки 90° . По формуле (5.8)

$$b'_2 = r_k - r_k \sin 60^\circ = \frac{65}{2} - \frac{65}{2} 0,866 \approx 4,5 \text{ мм}$$

$$(d_k = 65 \text{ мм}),$$

14. Определяем диаметры струй в потоке по формуле (4.24)

$$D_{c_1} = 0,75 h_1 = 0,75 \cdot 39,1 \approx 29,3 \text{ мм};$$

$$D_{c_2} = 0,75 h_2 = 0,75 \cdot 17,5 \approx 13,1 \text{ мм}.$$

15. Определяем абсолютный и относительный шаги между струями в потоке по формулам (4.32) и (4.33):

$$t_1 = s_1 = 50 \text{ мм}, \quad \frac{t_1}{D_{c_1}} = \frac{50}{29,3} \approx 1,7;$$

$$t_2 = s_2 = 28 \text{ мм}, \quad \frac{t_2}{D_{c_2}} = \frac{28}{13,1} \approx 2,14.$$

Полученное по расчету распределение струй газа в воздушном канале щелевой горелки (см. рис. 5.2, б, в), соответствует рекомендации, приведенной на рис. 5.3.

Расчет щелевых газовых горелок (рис. 5.4) для парового котла.

Дано: среднерасходная скорость воздуха в горелке перед местом подвода газовых струй $v_b = 35 \text{ м/сек}$; производительность горелки $1300 \text{ м}^3/\text{ч}$; остальные данные те же, что и в предыдущем примере.

1. Ширина «живого» сечения канала для прохода воздуха $A = 119 \text{ мм}$ (рис. 5.5). Делим его по ширине на три равные части двумя пунктирными

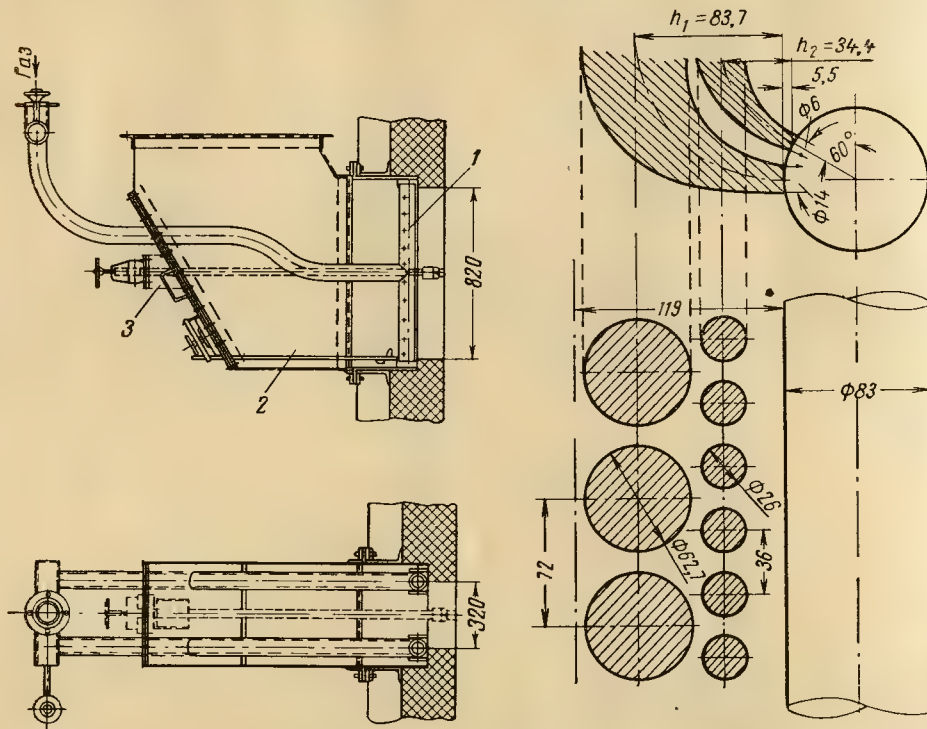


Рис. 5.4. Щелевая газовая горелка.

1 — газораспределяющее устройство; 2 — воздушный короб; 3 — масляная форсунка.

Рис. 5.5. Распределение струй газа в воздушном потоке боковой газовой горелки.

линиями, параллельными оси газового коллектора, как это делалось выше (см. рис. 5.2, а). Принимаем, что струи газа выходят из отверстий двух размеров, расположенных по образующей газового коллектора длиной 820 мм в два ряда.

2. Глубину проникновения в поток струй газа большего диаметра определяем по формуле (5.7): $h_1 \approx 2/3 A = 2/3 \cdot 119 \approx 80 \text{ мм}$.

3. Для распределения струй газа в канале большей ширины задаемся соответственно и большей скоростью выхода газа из отверстий, чем в приведенном выше расчете, например $v_r = 120 \text{ м/сек}$.

4. Подсчитываем значения гидродинамических параметров

$$q_{21} = \frac{\rho_r v_F^2}{\rho_B v_B^2} = \frac{0,82 \cdot 120^2}{0,567 \cdot 35^2} = 17,$$

$$q_{21 \text{ см}} = \frac{q_{21}}{\eta^2} = \frac{17}{1,082^2} = 14,5.$$

5. Задаваясь значением $k_s = 1,6$, определяем диаметр отверстий большего размера по формуле (4.23г), так как угол $\alpha = 90^\circ$

$$d_1 = \frac{h_1 \sqrt{\mu}}{k_{s1} \sqrt{q_{21 \text{ см}}}} = \frac{80 \sqrt{0,62}}{1,6 \sqrt{14,5}} = 10,3 \text{ мм}.$$

Округляя, принимаем $d_1 = 10,5 \text{ мм}$.

6. Определяем диаметр отверстий малого размера из неравенства $d_2 < 0,45 d_1$

$$d_2 \leq 0,45 \cdot 10,5 = 4,73.$$

Округляя, принимается $d_2 = 5 \text{ мм}$.

7. Определяем глубину проникновения в поток струй меньшего размера по формуле (4.14г), заменяя k_α на $\sin \alpha$

$$h_2 = k_{s2} \frac{\sin \alpha d_2}{\sqrt{\mu}} \sqrt{q_{21 \text{ см}}} \approx \approx \frac{1,6 \cdot 0,866 \cdot 5}{\sqrt{0,62}} \sqrt{14,5} = 33,5 \text{ мм}.$$

8. Определяем общую площадь отверстий для выхода газа по формуле (5.12):

$$F_\Gamma = \frac{B \cdot 10^6 (273 + t_\Gamma)}{3600 v_\Gamma 273} \approx \frac{1300 \cdot 10^6}{3600 \cdot 120} \cdot \frac{273 + 7}{273} \approx 3100 \text{ мм}^2.$$

9. Общая площадь для выхода газа распределяется между отверстиями двух размеров по формулам (5.13) и (5.14).

Площадь для отверстий большого размера

$$F_6 = 0,7 F_\Gamma = 0,7 \cdot 3100 = 2170 \text{ мм}^2.$$

Площадь для отверстий малого размера

$$F_m = 0,3 F_\Gamma = 0,3 \cdot 3100 = 930 \text{ мм}^2.$$

10. Определяем число отверстий каждого размера.

Число отверстий большого размера

$$n_1 = \frac{F_6}{f_6} = \frac{2170}{86,7} = 25,$$

$$f_6 = \frac{\pi d_1^2}{4} = 0,785 \cdot 10,5^2 = 86,7 \text{ мм}^2.$$

где

Округляя число отверстий до ближайшего четного, принимаем $n_1 = 24$ отверстия. Тогда $F_6 = 24 \cdot 86,7 = 2080 \text{ мм}^2$.

Число отверстий малого размера

$$n_2 = \frac{F_m}{f_m} = \frac{F_\Gamma - F_6}{f_m} = \frac{3100 - 2080}{19,6} = \frac{1020}{19,6} = 52;$$

$$f_m = \frac{\pi d_2^2}{4} = 0,785 \cdot 5^2 = 19,6 \text{ мм}^2.$$

Округляя, принимаем по конструктивным соображениям 48 отверстий малого размера

11. Уточняем окончательно общую площадь отверстий для выхода газа:

$$F_\Gamma = n_1 f_6 + n_2 f_m = 24 \cdot 86,7 + 48 \cdot 19,6 \approx 2080 + 940 \approx 3020 \text{ мм}^2;$$

$$3100 - 3020 = 80 \text{ мм}^2.$$

Расхождение по значениям подсчитанных площадей вполне допустимо, так как оно меньше 5%.

Отверстия распределяются на два газовых коллектора, следовательно, на каждый из них приходится вдвое меньшее число отверстий.

12. Определяем абсолютный и относительный шаги между отверстиями по формулам (5.17) и (5.17а). Принимаем расстояние от края до первого отверстия $l_6 = 12,5 \text{ мм}$.

Тогда шаг между большими отверстиями

$$s_1 = \frac{H - 2l_6}{n_1 - 1} = \frac{820 - 2 \cdot 12,5}{12 - 1} = \frac{795}{11} \approx 72,2 \text{ мм}.$$

Принимаем шаг 72 мм , $s_1/d_1 = 72/11 \approx 6,55$.

Принимаем расстояние от края до первого отверстия меньшего размера $l_m = 5 \text{ мм}$.

Шаг между малыми отверстиями

$$s_2 = \frac{H - 2l_m}{n_2 - 1} = \frac{820 - 2 \cdot 5}{24 - 1} = \frac{810}{23} \approx 35,2 \text{ мм}.$$

Принимаем шаг $s_2 = 36 \text{ мм}$; для этого исключим по одному отверстию в ряду, что несколько увеличит расхождение площадей подсчитанных и принятых, но не внесет расхождения выше указанных 5%.

13. Уточняем некоторые расчетные величины. По значению $s_1/d_1 = 6,55$ определяем по графику рис. 4.19, что $k_{s1} = 1,65$.

Уточняем величину h_1 по формуле (4.14г), принимая $k_\alpha = 1$,

$$h_1 = \frac{k_{s1} d_1}{\sqrt{\mu}} \sqrt{q_{21 \text{ см}}} \approx \frac{1,65 \cdot 10,5}{\sqrt{0,62}} \sqrt{14,5} \approx 83,7 \text{ мм}.$$

Уточняем h_2 по формуле (4.14г). Угол атаки струй $\alpha = 60^\circ$:

$$h_2 = k_{s2} \sin \alpha d_2 \sqrt{q_{21 \text{ см}}} = 1,67 \cdot 0,866 \cdot 5 \sqrt{14,5} \approx 34,4 \text{ мм}.$$

Величина смещения отверстий от плоскости, в которой они находились бы при угле атаки $\alpha = 90^\circ$,

$$b'_2 = r_k - r_k \sin 60^\circ = \frac{83}{2} - \frac{83}{2} 0,866 = 41,5 - 36 = 5,5 \text{ мм.}$$

14. Определяем диаметры струй в потоке по формуле (4.24):

$$D_{c_1} = 0,75h_1 = 0,75 \cdot 83,7 \approx 62,7 \text{ мм}$$

$$D_{c_2} = 0,75h_2 = 0,75 \cdot 34,4 \approx 26 \text{ мм.}$$

15. Определяем абсолютный и относительный шаги между струями в потоке по формулам (4.32) и (4.33):

$$t_1 = s_1 = 72 \text{ мм; } \frac{t_1}{D_{c_1}} = \frac{72}{62,7} = 1,15;$$

$$\frac{s_1}{d_1} = \frac{72}{10,5} \approx 6,86.$$

$$t_2 = s_2 = 36 \text{ мм; } \frac{t_2}{D_{c_2}} = \frac{36}{26} = 1,38;$$

$$\frac{s_2}{d_2} \approx \frac{36}{5} = 7,2.$$

Проверка равномерности распределения струй по графику рис. 5.3 показывает, что струи большего и меньшего размеров распределены довольно равномерно, но шаг между крупными струями следовало бы иметь несколько большим, например $t_1 > 80 \text{ мм}$. Значения t_2/D_{c_2} находятся в рекомендуемых пределах.

Получившееся по расчету распределение струй газа в потоке воздуха показано на рис. 5.5.

Расстояние по образующей горелки от устья (со стороны топки) до газовыпускных отверстий ранее нами рекомендовалось [72] принимать менее 25 диаметров (калибров) отверстий большого размера ($l/d < 25$). Так, например, в данной горелке это расстояние составляло 175 мм, т. е. примерно 16 калибров.

Количественное изменение концентрации газа по оси струи можно определить по рис. 5.6, на котором приведены кривые, характеризующие интенсивность перемешивания газа по оси при различных соотношениях скоростей. В зависимости от конкретных условий имеется возможность по расчету задавать большее или меньшее смешение газа с воздухом на пути к устью горелки. При высокой температуре вторичного воздуха из-за опасности выгорания элементов горелки газ на пути к устью горелки можно лишь начинать смешивать с воздухом. Если же воздух холодный и путь факела в топке очень мал, то смешение следует начинать раньше.

Для пользования графиком рис. 5.6 необходимо лишь знать отношение выходной скорости газа к средней скорости воздуха в горелке и текущую координату y , которая соответствует глубине проникновения струи в поток h , определяемой по уравнению траектории струи (4.6). Коэффициент структуры струи можно принять равным среднему его значению $a \approx 0,07$, радиус газовой струи известен по расчету. Подсчитанное значение ординаты в месте пересечения с соответствующей кривой характеризует долю смешения газа с воздухом в интересующем нас сечении.

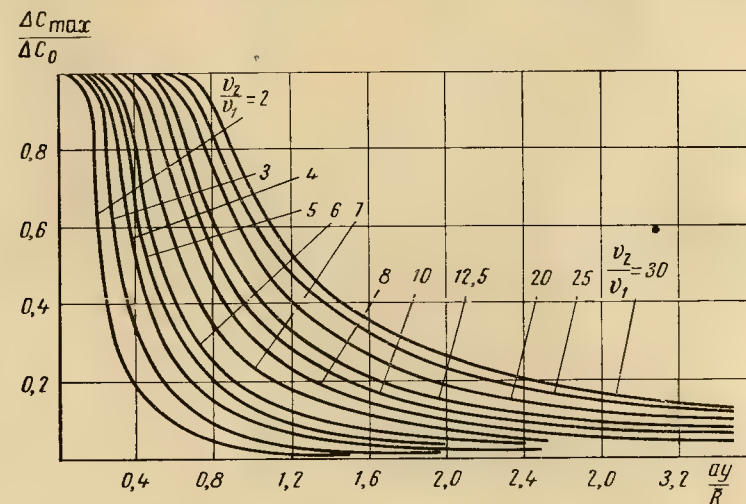


Рис. 5.6. Зависимость изменения концентрации по оси струи $\Delta C_{\max}/\Delta C_0$ от расстояния вдоль этой оси в калибрах начального размера струи $ay/\bar{R}$.

$\bar{R}$ — радиус струи в устье; y — расстояние от устья до оси струи и a — коэффициент структуры струи, $a = 0,08$.

Здесь ΔC_0 — начальная разность концентраций газа в устье струи и в потоке — принята за единицу; $\Delta C_{\max}$ — текущая разность концентраций в струе и в потоке, изменяющаяся от единицы в устье до $\sim 0,1$ в конце пути смешения (0,1 для природного газа при $\alpha \approx 1$). На рис. 5.6 кривые проведены не к этому пределу, а к пределу, равному нулю, что не мешает пользоваться графиком для определения характера смешения вдоль струи.

В данном случае при соотношении скоростей $v_r/v_b = 120/35 \approx 3,5$ и при значении комплекса $ay/\bar{R}$, например в устье, равном 0,4, пересечение ординаты с соответствующей кривой соответствует значению 0,42. Это означает, что перед устьем горелки на оси струи осталось еще больше сорока процентов газа, не перемешавшегося с воздухом. Следовательно, изменяя значение y уменьшением или увеличением расстояния от устья до газовыпускаемых отверстий, можно изменять и долю начального

смешения газа с воздухом в горелке, а следовательно, удлинять или укорачивать факел в камере горения.

Рассчитывая горелки, часто намеренно стремятся не ускорять процесс перемешивания в горелке, чтобы перенести его частично в топку и тем самым удалить ядро факела от устья горелки или растянуть факел в топке. Однако при этом нужно учитывать опасность горения газа в горелке, особенно опасно глубокое перемешивание газа при высокой температуре воздуха.

Р. И. Эстеркин [196] отмечает, что эти горелки, конструкции ленинградского филиала института Оргэнергострой, нашли широкое применение в топках котлов производительностью от 20 m^3 /ч и выше и работают весьма устойчиво при изменении давления газа от 50 до 2000 $кг/м^2$. Необходимое давление воздуха перед горелкой меньше 80 $кг/м^2$. Горелки могут работать на холодном и подогретом до 300—350° С воздухе. Испытания этих горелок показали, что они обеспечивают сжигание газа без потерь от химической неполноты горения при малых избытках воздуха.

Недостаток этих горелок — большая длина факела (до 3 м), в связи с чем их можно применять только в топках достаточно больших размеров. Следует сразу же отметить, что длина факела является результатом рассчитанного процесса газораспределения и расстояния от края амбразуры до места выхода газовых струй, но никак не принципиальной особенностью горелок.

В этих горелках длина факела может быть запроектирована в широких пределах — от одного до нескольких метров. Использование описываемого метода расчета горелок с принудительным дутьем позволяет, изменяя расстояние от устья амбразуры до газовыпускных отверстий (в диаметрах этих отверстий), совсем ликвидировать светимость факела пламени и завершить сжигание на коротком пути. Так, на Брянской ГРЭС, где струи были глубже утоплены в амбразуре горелки, горение в топке характеризовалось прозрачным факелом, а результаты измерения состава газа подтвердили отсутствие химической неполноты сжигания при $\alpha = 1,02$ [88]. Поэтому мы не даем рекомендации по заглублению места выдачи газа. Его следует ограничивать лишь в интересах надежности горелки или по специальным требованиям.

РАСЧЕТ ЩЕЛЕВЫХ ГОРЕЛОК С ДВУСТОРОННЕЙ ПОДАЧЕЙ ГАЗА

Горелочные устройства щелевой формы с двусторонней подачей газа встречаются довольно часто, и особенно в комбинированных пылегазовых горелках, сконструированных на базе пылевых прямоточных горелок. В ряде котельных установок они применяются и как чисто газовые в виде боковых или подовых горелок. Необходимость двусторонней подачи газа может быть видна из второго рассмотренного примера. Уже при ширине воздушного канала $A = 120$ мм для равномерного распределения струй

в потоке воздуха, имеющем скорость $v_{\text{в}} = 35$ м/сек, потребовалось повысить скорость газа до 120 м/сек. При большой ширине потока целесообразно не увеличивать скорость, а конструировать горелочные устройства с подачей газа с двух сторон струями большего размера. В горелках с малой шириной воздушного канала такая подача газа позволит обойтись меньшими выходными скоростями и небольшими размерами газовыпускных отверстий.

В горелках с двусторонней подачей газа желательна на каждом газовом коллекторе сохранять принцип размещения отверстий, различающихся по диаметру. Это позволит сжигать газ при меньших значениях коэффициента избытка воздуха и облегчит создание факела различной длины и светимости. Первое обстоятельство понятно: за счет более равномерного распределения большего числа струй разного размера по сечению воздушного потока действительно можно снизить подачу избыточного воздуха в горелку. Второе обстоятельство — создание факела различной длины и светимости при использовании различного распределения струй — может использоваться по требованиям технологии. Подача газовых струй с двух сторон из отверстий одного размера при достаточной ширине горелки потребует большего избытка воздуха, чем при подаче газа из отверстий разного размера, и затруднит регулирование светимостью факела. В наиболее худших случаях это может затянуть факел за пароперегреватель котла.

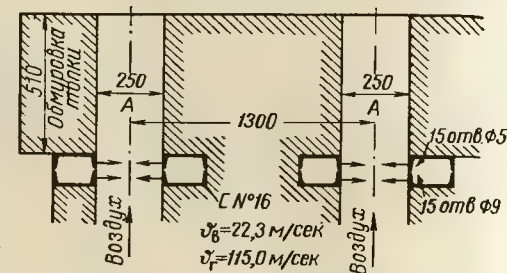


Рис. 5.7. Вариант конструкции горелочного устройства, встроенного в шахту пылевой горелки.

При подаче струй газа двух размеров с обеих сторон горелки удается обеспечить воспламенение и стабилизацию факела пламени за счет горючей смеси, образующейся по его краям при смешении в основном струй малого размера. Процесс смешения струй газа большего размера с воздухом при желании может быть в значительной степени перенесен в толку, при этом будет отнесено ядро от устья горелки, факел пламени удлинится и приобретет светимость.

Горелку с двусторонней подачей газа можно организовать на основе расчета или путем создания струй одного размера.

На рис. 5.7 приведен вариант горелочного устройства, встроенного в головную часть шахты пылевой горелки котла ПК-7. Это устройство является по существу щелевой прямоточной горелкой с двусторонней подачей газа.

Покажем на схеме горелки (рис. 5.7) лишь отличие в методике расчета горелки с двусторонней подачей от расчета горелки с односторонней подачей.

Примем, что все исходные данные для расчета горелки имеются. «Живое» сечение для прохода воздуха условно делим по ширине A на шесть равных частей параллельными линиями.

Принимаем глубину проникновения струй большого диаметра с каждой стороны горелки равной $1/3 A$ ($2/6 A$),

$$h_1 = \frac{1}{3} A. \quad (5.18)$$

Задаемся выходной скоростью газа из отверстий, коэффициентом k_s и определяем диаметр отверстий большого размера по формуле (4.23а). При этом руководствуемся тем, что истечение происходит из отверстий в швеллере — отверстия в толстой стенке.

Глубина проникновения струй малого диаметра при одинаковых углах атаки и выходных скоростях газа

$$h_2 \approx \frac{1}{12} A. \quad (5.19)$$

Если струи малого размера выходят не под тем же углом атаки, что и струи большого размера (например, из круглого коллектора), то к значению глубины проникновения струй малого размера h_2 необходимо еще добавить величину смещения отверстия от плоскости, в которой оно было бы при угле атаки 90° ; тогда $h_2 = 1/12 A + b'$, где b' — величина смещения отверстия. Для круглого коллектора $b' = r_k - r_k \sin \alpha$ мм (r_k — наружный радиус газового коллектора). Для прямоугольного коллектора принимается просто смещение b' в мм.

Диаметр малых отверстий в данном случае, когда струи выходят с одинаковыми скоростями и одинаковыми углами атаки, может быть определен по формуле (4.25).

$$d_{\min} = d_{\max} \frac{h_{\min}}{h_{\max}}$$

или

$$d_2 = d_1 \frac{h_2}{h_1} = d_1 \frac{\frac{1}{12} A}{\frac{1}{3} A} = 0,25 d_1.$$

Следовательно, диаметр отверстия для струй малого размера равен четверти диаметра отверстий для больших струй. Если же струи малого размера выходят в поток под другим углом атаки, чем струи большого размера, то их диаметр определяется по формуле (4.23е) или (4.23ж), где $h_2 \approx 1/12 A - b'$. Для предварительного расчета принимаем значение $k_s = 1,6$. Коэффициент k_a определяем по графику на рис. 4.20.

Далее методика расчета горелки с двусторонней подачей газа ничем не отличается от методики расчета горелки с односторонней подачей газа.

При пуске котла с горелками, изображенными на рис. 5.7, было установлено, что вентилятор, подающий воздух в топку котла, имел напор (примерно $50-40$ кГ/м²), недостаточный для преодоления сопротивления

тракта вторичного воздуха. Это повело к изменению первоначальной конструкции горелки.

В горелке окончательной конструкции (рис. 5.8, а) с каждой стороны газовой камеры установлены под углом 15° швеллеры (без одной полки), которые и являются новыми поверхностями газовой камеры. В каждой такой газовой камере выполнено по 44 отверстия диаметром 4 мм и по 15 отверстий диаметром 10 мм. Направление струй в поток газа изменилось с 90° на угол атаки $\alpha = 75^\circ$. Шаг между отверстиями для малых струй составлял 20 мм ($s/d = 5$), а для больших струй — 60 мм. Выходная скорость газа была принята равной 76 м/сек. Распределение струй газа в воздушном потоке приведено на рис. 5.8, в.

Эту горелку можно рассчитывать и как устройство с односторонней подачей газа. Тогда за расход газа принимается половина расхода и соответственно рассчитывается только половина горелки: эти же расчетные данные относятся и ко второй ее половине.

Только потому, что струи малы по абсолютному размеру, а в горелке расстояние от выхода газа до края амбразуры достаточно велико (510 мм), можно было оставить такое не совсем удачное распределение газовых струй в воздушном потоке.

Горелочное устройство с измененной конструкцией газовой камеры (рис. 5.8, а) имеет ряд преимуществ по сравнению с горелочным устройством первоначальной конструкции. Прежде всего отклонение струй от направления, перпендикулярного (90°) к потоку, всего лишь на 15° позволило значительно снизить сопротивление горелки, которое составило 35 кГ/м² при полной нагрузке котла. Во всех случаях уменьшением сопротивления горелки, в особенности при проточном потоке, при уменьшении угла атаки струй, желательно сохранять заданное распределение последних. Установка швеллера под углом, кроме того, позволила разместить на нем отверстия большого размера независимо от размера меньших отверстий. Организация плавного расширения не внесла дополнительных сопротивлений и способствовала вводу струй в поток с плавно снижающейся среднерасходной скоростью. Наконец, необходимо отметить, что встроенная газовая часть не препятствует нормальной работе горелки на пыли твердых топлив. По-видимому, отверстия в плоскости, отклоненной от запыленного потока, меньше засоряются при работе горелки на твердом топливе.

По эксплуатационным данным, полученным на Брянской ГРЭС, эти горелочные устройства, установленные на нескольких котлах, работоспособны и надежны. Испытания котла показали, что при коэффициенте избытка воздуха за пароперегревателем $\alpha''_{п.п} = 1,10$ $q_3 = 0,1 \div 0,2\%$ (по хроматографическому анализу) пламя было прозрачным, при этом отмечался пропуск горячего воздуха через неплотности шиберов неработающих дополнительных газовых горелок, установленных на боковых стенках верхней части топки для поддержания температуры перегрева пара.

На рис. (5.8, в) видно, что оба ряда струй имеют меньшую против оптимальной глубину проникновения, в результате чего по средней части канала движется воздух, а по краям газовые струи. В данном случае лишь

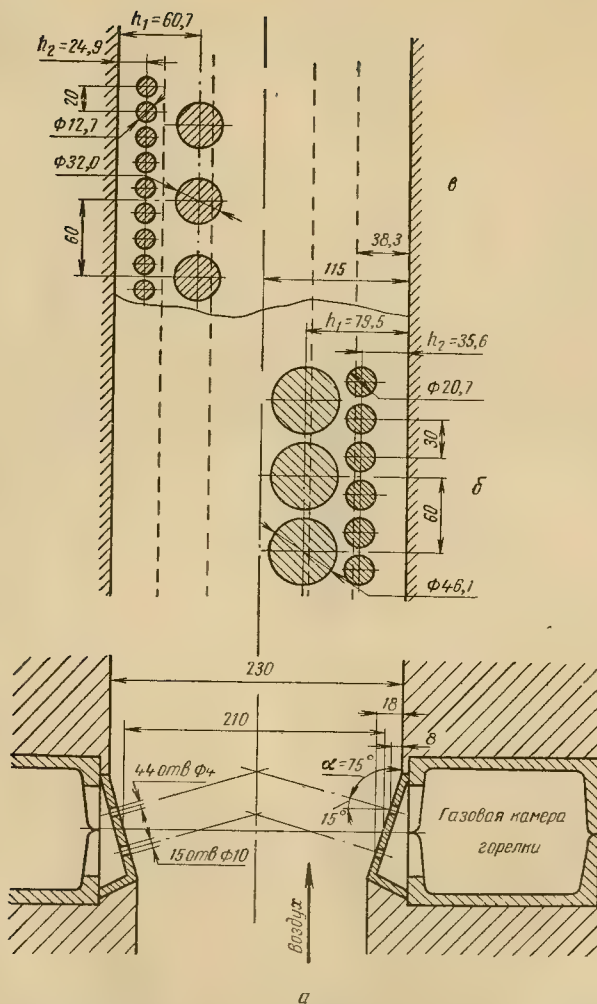


Рис. 5.8. Горелочное устройство, встроенное в шахту пылевой горелки на топках котлов ПК-7 Брянской ГРЭС.

а — схема двусторонней подачи струй из газовых камер; б — распределение газовых струй в воздушном потоке по сечению амбразуры; в — уточненное распределение газовых струй.

из-за большого заглубления места выдачи струй от края амбразуры (510 мм) это не привело к ухудшению сжигания газа, но повысило значение величины $\alpha_{кр}$ до 1,1. Улучшение конструкции горелки вытекает из следующих расчетных положений.

Дано: производительность горелки по газу $B_{г} = 825 \text{ м}^3/\text{ч}$ (4 горелки на котел паропроизводительностью 40 т/ч); температура воздуха 250° С; температура газа в горелке 40° С; плотность газа при 0° С $0,79 \text{ кг/м}^3$; отношение плотности газа и воздуха при данных условиях $\rho_{г}/\rho_{в} = 1,02$; площадь сечения устья амбразуры горелки $F_{амб} = AH = 0,23 \cdot 0,91 = 0,21 \text{ м}^2$; суммарная площадь сечения газопускных отверстий в горелке $F_{г} = F_{б} + F_{м}$; отверстия большого размера $d_1 = 10 \text{ мм}$ ($n_1 = 15$ отверстий на одну сторону) и малого размера $d_2 = 4 \text{ мм}$ ($n_2 = 44$ отверстия также на одну сторону); отношение толщины стенки к диаметру $s/d > 0,4$, поэтому истечение происходит как из отверстия в толстой стенке:

$$F_{б} = n_1 f_1 = 15 \cdot 0,785 \cdot 10^2 = 1180 \text{ мм}^2 = 1,18 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$F_{м} = n_2 f_2 = 44 \cdot 0,785 \cdot 4^2 = 553 \text{ мм}^2 = 0,553 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$F_{г} = 2(1,18 + 0,553) \cdot 10^{-3} = 2 \cdot 1,733 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Проверяем показатели горелки, соответствующие условиям распределения струй на рис. 58, в.

Определяем среднерасходную скорость газа

$$v_{г} = \frac{B_{г}}{F_{г} \cdot 3600} = \frac{825}{2 \cdot 1,733 \cdot 10^{-3} \cdot 3600} = 66,1 \text{ м/сек.}$$

Определяем среднерасходную скорость воздуха в горелке в сечении ввода струй $0,91 \cdot 0,21 = 0,191 \text{ м}^2$

$$v_{в} = \frac{v_{в}}{F_{3600}} = \frac{\alpha' L_0 B_{г}}{F \cdot 3600} \cdot \frac{273 + t_{в}}{273} = \frac{1,05 \cdot 9,785 \cdot 825}{0,191 \cdot 3600} \times \frac{273 + 250}{273} = 23,6 \text{ м/сек.}$$

Подсчитываем гидродинамический параметр

$$q_{21} = \frac{\rho_{г} v_{г}^2}{\rho_{в} v_{в}^2} = 1,02 \left(\frac{66,1}{23,6} \right)^2 = 1,02 \cdot 7,84 \approx 8,0.$$

По формуле (4.15) подсчитываем значение гидродинамического параметра $q_{21 \text{ см}}$, принимая коэффициент $\eta = 1,06$ (для природного газа)

$$q_{21 \text{ см}} = \frac{q_{21}}{\eta^2} = \frac{8}{1,06^2} \approx 7,13.$$

Определяем значения глубин проникновения струй в поток по формуле (4.14в) с учетом, что при $s_1/d_1 = 60/10 = 6$ значение $k_s \approx 1,65$

$$h_1 = \frac{k_s k_{\alpha}}{\eta} d_1 \frac{v_{г}}{v_{в}} \sqrt{\frac{\rho_{г}}{\rho_{в}}} = \frac{1,65 \cdot 0,97 \cdot 10 \cdot 66,1}{1,06 \cdot 23,6} \cdot \sqrt{1,02} \approx 42,7 \text{ мм};$$

при угле атаки струй $\alpha = 75^\circ$ по графику (см. рис. 4.20) $k_\alpha = 0,97$. Для струй малого размера $s_2/d_2 = 20/4 = 5$; при этом $k_s \approx 1,63$

$$h_2 = h_1 \frac{k_s d_2}{k_s d_1} = 42,7 \frac{1,63 \cdot 4}{1,65 \cdot 10} \approx 16,9 \text{ мм.}$$

Зная, что плоскость отверстий отстоит от стенки амбразуры на 8 мм для малых отверстий и на 18 мм для больших отверстий, учтем эти смещения в расчете. Тогда

$$h'_1 = 18 + 42,7 = 60,7 \text{ мм;}$$

$$h'_2 = 8 + 16,9 = 24,9 \text{ мм.}$$

Размер струй в потоке определяем по фактическому расстоянию, которое прошла струя от швеллера, а не от стенки амбразуры,

$$D_{c1} = 0,75 h_1 = 0,75 \cdot 42,7 \approx 32 \text{ мм;}$$

$$D_{c2} = 0,75 h_2 = 0,75 \cdot 16,9 \approx 12,7 \text{ мм.}$$

Для улучшения распределения газа по сечению воздушного потока увеличим выходную скорость газовых струй.

Пересчет горелки с целью улучшения распределения

Ширина «живого» сечения воздушного канала $A = 230 \text{ мм}$ (см. рис. 5.8, а). Делим его по ширине на две половины. Будем вести расчет распределения газа только по одной половине, так как для второй половины условия будут аналогичны. Одну из половин сечения делим на три части двумя пунктирными линиями, параллельными оси горелки, как это делалось ранее (см. рис. 5.2, а).

Центры струй газа большего размера предполагаем разместить на расстоянии примерно $2/3 \cdot A/2 = 1/3 A = 230 \cdot 1/3 = 73,0 \text{ мм}$, а центры малых струй на расстоянии $1/3 \cdot A/2 = 1/6 A = 1/6 \cdot 230 = 38,3 \text{ мм}$.

В данной конструкции струи выходят с полки, причем отверстия большого размера, как уже отмечалось, находятся от края на 18 мм, а отверстия малого — на 8 мм.

Следовательно, глубины проникновения струй должны быть соответственно меньше на эти расстояния:

$$h_1 = 77,0 - 18 = 59 \text{ мм;}$$

$$h_2 = 38,5 - 8 = 30,5 \text{ мм.}$$

Для углубления струй с целью лучшего их распределения в воздушном потоке увеличиваем скорость газа до 110 м/сек и определяем диаметр

больших отверстий по формуле (4.23а), задаваясь предварительно значениями $k_s = 1,65$, $k_\alpha = 0,97$, так как $\alpha = 75^\circ$ (см. рис. 4.20)

$$d_1 = \frac{\eta h_1 v_B}{k_s k_\alpha v_2} \sqrt{\frac{\rho_B}{\rho_r}} = \frac{1,06 \cdot 59 \cdot 23,6}{1,65 \cdot 0,97 \cdot 110} \sqrt{\frac{1}{1,62}} \approx 8,35 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_1 = 8,5 \text{ мм}$.

Определяем диаметр отверстий меньшего размера по формуле (5.11)

$$d_2 < 0,45 d_1; d_2 \approx 0,45 d_1 \approx 0,45 \cdot 8,5 \approx 3,83 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр $d_2 = 3,8 \text{ мм}$.

Определяем глубину проникновения в поток струй диаметром 3,8 мм по формуле (4.14в)

$$h_2 = \frac{k_s k_\alpha d_2 v_r}{\eta v_B} \sqrt{\frac{\rho_r}{\rho_B}} = \frac{1,65 \cdot 0,97 \cdot 3,8 \cdot 110}{1,06 \cdot 23,6} \cdot \sqrt{1,02} \approx 27 \text{ мм.}$$

Эта величина несколько меньше оптимальной (равной $1/6 A$), но разница невелика $[38,5 - (27,0 + 8)] \approx 3,5 \text{ мм}$. Поэтому остановимся на выбранных значениях диаметров струй.

Определяем общую площадь отверстий (обеих половин горелки) для выхода газа по формуле (5.12)

$$F_r = \frac{B_r 10^6 (273 + t_r)}{3600 v_r \cdot 273} = \frac{825 \cdot 10^6}{3600 \cdot 110} \cdot \frac{273 + 40}{273} = 2390 \text{ мм}^2.$$

Общая площадь для выхода газа распределяется между отверстиями двух размеров по формулам (5.13) и (5.14).

Площадь для отверстий большого размера

$$F_6 = 0,7 F_r = 0,7 \cdot 2390 = 1670 \text{ мм}^2.$$

Определяем число отверстий для струй каждого размера.

Число отверстий большого размера

$$n_1 = \frac{F_6}{f_6} = \frac{1670}{56,7} = 29,5,$$

где

$$f_6 = \frac{\pi d_1^2}{4} = 0,785 \cdot 8,5^2 \approx 56,7 \text{ мм}^2.$$

Принимаем $n_1 = 30$ отверстий. Тогда $F_6 = 30 \cdot 56,7 = 1700 \text{ мм}^2$.

Число отверстий малого размера

$$n_2 = \frac{F_m}{f_m} = \frac{F_r - F_6}{f_m} = \frac{2390 - 1700}{11,33} = \frac{690}{11,33} \approx 60,8,$$

где

$$f_m = \frac{\pi d_2^2}{4} = 0,785 \cdot 3,8^2 = 11,33 \text{ мм}^2.$$

Принимаем число отверстий $n_2 = 60$ в 2 раза больше числа крупных отверстий.

Уточняем общую площадь отверстий для выхода газа

$$F_r = n_1 f_0 + n_2 f_m = 30 \cdot 56,7 + 60 \cdot 11,33 = 1700 + 670 \approx 2370 \text{ мм}^2.$$

Расхождение против расчетной площади составляет меньше 1% (в пределах допустимых 5% — см. выше), поэтому останавливаемся на этом числе отверстий.

Так как отверстия распределяются на два газовых коллектора, то на каждый из них приходится вдвое меньшее число отверстий.

Принимая расстояние от края коллектора до первого отверстия $l_{01} = 35 \text{ мм}$ и $l_{02} = 20 \text{ мм}$, определяем абсолютный и относительный шаги между отверстиями по формулам (5.17) и (5.17а).

$$s_1 = \frac{H - 2l_{01}}{n_1 - 1} = \frac{910 - 2 \cdot 35}{15 - 1} \approx 60 \text{ мм};$$

$$s_2 = \frac{H - 2l_{02}}{n_2 - 1} = \frac{910 - 2 \cdot 20}{30 - 1} \approx 30 \text{ мм};$$

$$\frac{s_1}{d_1} = \frac{60}{8,5} = 7,06; \quad \frac{s_2}{d_2} = \frac{30}{3,8} = 7,9.$$

По определенным относительным шагам уточняем значения k_s . По графику рис. 4.19 $k_{s1} \approx 1,68$; $k_{s2} \approx 1,7$.

Уточняем значения глубин проникновения струй в поток по формуле (4.14в):

$$h_1 = \frac{k_{s1} k_a d_1 v_r}{\eta v_b} \sqrt{\frac{\rho_r}{\rho_b}} \approx \frac{1,68 \cdot 0,97 \cdot 8,5 \cdot 110}{1,06 \cdot 23,6} \cdot \sqrt{1,02} \approx 61,5 \text{ мм};$$

$$\frac{h_1}{d_1} = \frac{61,5}{8,5} \approx 7,23;$$

$$h_2 = \frac{k_{s2} k_a d_2 v_r}{\eta v_b} \sqrt{\frac{\rho_r}{\rho_b}} = \frac{1,7 \cdot 0,97 \cdot 3,8 \cdot 110}{1,06 \cdot 23,6} \cdot \sqrt{1,02} \approx 27,6 \text{ мм};$$

$$\frac{h_2}{d_2} = \frac{27,6}{3,8} \approx 7,27.$$

Глубина проникновения струй с учетом расстояния отверстий от края стенки:

$$h'_1 = 18 + 61,5 = 79,5 \text{ мм};$$

$$h'_2 = 8 + 27,6 = 35,6 \text{ мм}.$$

Определяем диаметры струй в потоке по формуле (4.24) по фактическому расстоянию от швеллера, а не от стенки амбразуры:

$$D_{c1} = 0,75 h'_1 = 0,75 \cdot 79,5 \approx 46,1 \text{ мм};$$

$$D_{c2} = 0,75 h'_2 = 0,75 \cdot 35,6 \approx 20,7 \text{ мм}.$$

Определяем абсолютный и относительный шаги между струями в потоке по формулам (4.32) и (4.33):

$$t_1 = s_1 = 60 \text{ мм}; \quad \frac{t_1}{D_{c1}} \approx \frac{60}{46,1} \approx 1,31;$$

$$t_2 = s_2 = 30 \text{ мм}; \quad \frac{t_2}{D_{c2}} \approx \frac{30}{20,7} \approx 1,45.$$

Полученные относительные шаги между струями в потоке характеризуют развитие струй без слияния.

Полученное распределение струй приведено на рис. 5.8, б, из которого видно, что струи получили большую глубину проникновения в поток по сравнению со схемой на рис. 5.8, в. Это должно укоротить факел, так как сечение воздушного потока по оси уменьшилось и, следовательно, воздух перемещается с газом на меньшем пути. Дальнейшее укорочение факела (при необходимости) может быть организовано увеличением скорости истечения газа, что будет сопровождаться еще более равномерным распределением газа в потоке воздуха. Необходимо отметить, что при прежней скорости (66,1 м/сек) распределение струй можно улучшить за счет увеличения размера отверстий при сокращении их числа. Следует иметь в виду возможность изменения распределения газа в горелке как за счет повышения скорости истечения газа, так и путем увеличения диаметра отверстий струй. Этот расчет здесь не приводится, его можно сделать, приняв, например, $d_1 \approx 15 \text{ мм}$ и $d_2 \approx 6,0 \text{ мм}$.

В результате расчета можно будет из сравнения с вариантом при большей скорости истечения (110 м/сек) убедиться, что струи имеют одинаковую глубину проникновения, но распределяются с несколько большим шагом, что является предпочтительнее для обеспечения сжигания с меньшими избытками воздуха. Поэтому в тех случаях, когда струи распределяются в потоке без зазоров, следует снижать скорость истечения и увеличивать размер отверстий. Если же желательно получить факел пламени как можно короче, то следует увеличивать скорость истечения и уменьшать диаметр отверстий.

Но даже при менее совершенном распределении струй (рис. 5.8, в), благодаря дроблению газа на струи различных диаметров и выдерживанию шагов, исключающих слияние струй, расчетные горелки работали вполне удовлетворительно, обеспечивая полное сжигание газа в топке при $\alpha < 1,05$.

РАСЧЕТ ПОДОВЫХ ГОРЕЛОК

Подовые горелки (см. гл. 2 и рис. 5.9 и 5.10) являются одной из разновидностей целевых горелок с принудительной подачей воздуха. В котлах паропроизводительностью менее 10 т/ч они могут применяться и без принудительной подачи воздуха.

Работа подовых горелок определяется выбором основных конструктивных и режимных параметров: размеров горелки и огневого канала (ширина

канала, шаг и диаметр огневых отверстий) и глубины проникновения струй в поток воздуха.

Оптимальная ширина огневого канала в каждом конкретном случае определяется глубиной проникновения газовых струй, входящих в поперечный поток воздуха. Полнота сгорания газа, коэффициент избытка воздуха, область ядра горения, длина факела, величина отдачи тепла излучением и другие показатели подовых горелок определяются, так же как и для щелевых горелок, процессами распределения газа в поперечном потоке воздуха и смешения газа с воздухом в огневом канале. Все это поддается расчету.

Подовые горелки могут быть двухрядные и четырехрядные. Последние

могут быть двухрядные и четырехрядные. Последние

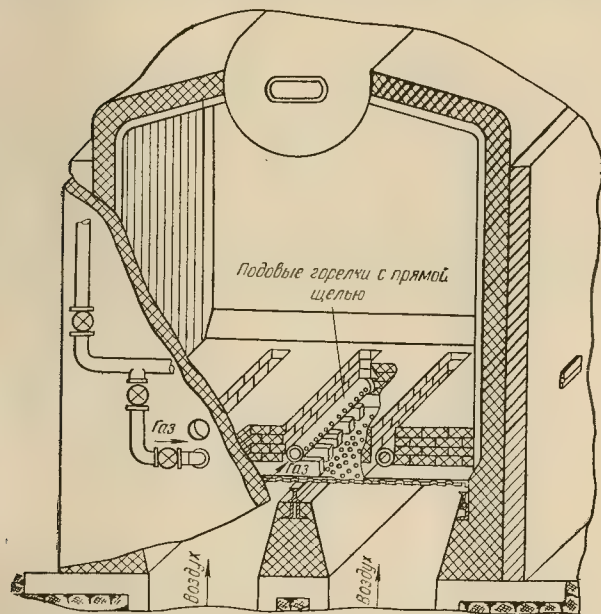


Рис. 5.9. Схема установки подовых горелок в котле ДКВ-2,5.

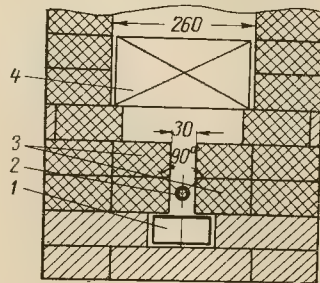


Рис. 5.10. Схема установки подовой горелки в топливнике печи.

1 — короб подвода воздуха; 2 — подовая горелка; 3 — стенки огневого канала; 4 — насадка.

предпочтительны, когда желательно обойтись меньшим числом горелок и организовать процесс сжигания газа с небольшими избытками воздуха в топке. В четырехрядной горелке отверстия выполняются под углами между рядами 90° и 180°. Следует иметь в виду, что при таких больших углах необходимо предусматривать защиту коллекторов от перегрева и даже выгорания. Более надежны горелки двухрядные с направлением струй под углом 35—40° (угол между рядами суммарный 70—80°). Особое внимание должно быть обращено на выбор числа горелок. Желательно иметь возможно меньшее число горелок, так как при этом сокращается количество арматуры и монтажные работы, упрощается и облегчается эксплуатация горелок.

Следует, однако, учитывать, что малое число горелок при большой площади колосниковой решетки создает неравномерное распределение температур в горизонтальном сечении топки котла. Горелки следует располагать так, чтобы под топки был равномерно разогрет и тем самым близок по теплоотдаче слою твердого топлива. Р. И. Эстеркин не рекомендует устанавливать более пяти горелок на котел, а И. Я. Сигал отмечает, что в котлах средней производительности от 20 до 50 $t/ч$ пара обычно устанавливают от четырех до восьми горелок. При обслуживании с фронта для котлов малой производительности (до 10 $t/ч$ пара) рекомендуется выбирать две-три горелки (по числу топочных дверок котла), располагая их в центре проема топочной дверки. В практике для отопительных котлов типа «Ревокатова», «Надточия МГ-2», «Универсал» и других, а также для вертикальных котлов Шухова использовалась одна горелка.

Возможна установка горелок при вводе их с боковых стенок котла; расстояние между стеной топки и щелью горелки должно быть более 350—400 мм [156]. Ширина щели обычно не превышает 200 мм. Для обеспечения равномерной выходной скорости газа из отверстий в сечении коллектора желательно поддерживать значение критерия K_1 (см. рис. 4.24), рекомендуемое Р. Б. Ахмедовым.

В лаборатории газовой теплотехники Куйбышевского политехнического института проводились опыты на огневой модели подовой щелевой горелки с двусторонним подводом перекрещивающихся струй газа в щель (см. рис. 2.49, в). Одна из газораспределительных труб во время исследования горелки перемещалась вдоль щели. Было установлено, что при смещении отверстий в противоположащих газовых коллекторах на полшага пламя прозрачно, а при совпадении направлений струй и их столкновении горение ухудшается, появляются коптящие языки пламени.

По данным авторов [122], эти опыты показывают, что столкновение газовых струй в потоке ухудшает перемешивание их с воздухом. Однако этот вывод находится в противоречии с результатами многочисленных опытов К. Руммеля [205], в которых установлен факт сокращения длины факела при соударении струй. Причем с увеличением углов встречи горящих струй факел становился короче. Причина противоречия результатов опытов, описанных в работах [122] и [205], на наш взгляд, заключается в следующем. Если столкновение струй происходит на коротком участке от места их выхода (когда струи не эжектировали еще воздуха в достаточном для сжигания газа количестве), то это соударение не сократит факел, а, наоборот, благодаря концентрации струй в средней части канала процесс сжигания будет протекать в условиях нарушенного равномерного распределения газа в воздухе, в результате чего будет иметь место вполне закономерный процесс — сажеобразование в пламени. Если же столкновение газовых струй происходит, когда на оси имеется несгоревший газ, а на участке струй к месту столкновения имеется достаточное для сжигания количество воздуха, то длина факела резко сократится (в особенности в раскаленном канале).

В Куйбышевском политехническом институте [122] проводились опыты с подовыми горелками с ударом газовой струи в противоположную стенку

огневого канала. В результате этого удара наблюдалось возникновение полукольцевой вихревой зоны, создававшей устойчивое зажигание и стабилизировавшей горение диффузионного факела. Процесс не сопровождался недожогом, и в подовых горелках системы Куйбышевского политехнического института глубина проникновения газовых струй по передней границе струи принималась на 20—30% выше ширины щели. Эти опыты показали, что глубина струй h может выбираться равной $(0,75 \div 0,9) b$, где b — ширина канала, на участке которой развивается струя от места

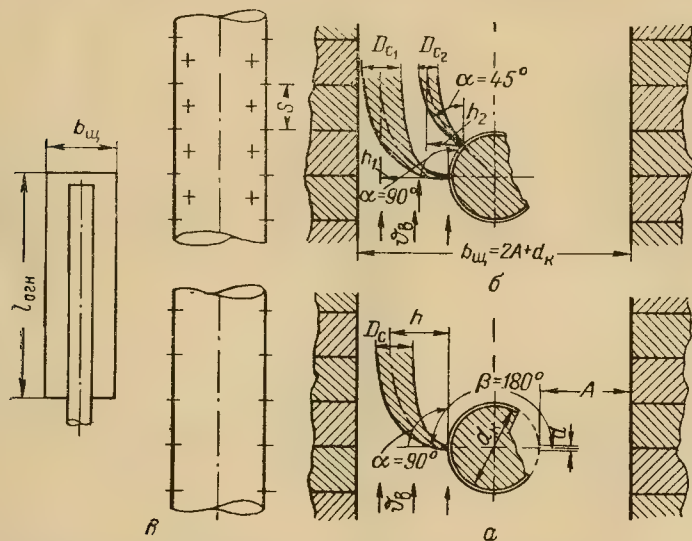


Рис. 5.11. Расчетная схема подовой горелки с прямой щелью.
а — для двухрядной горелки; б — для четырехрядной горелки; в — схема размещения отверстий на коллекторе.

выхода до противоположной стенки. При этом угол атаки струй рекомендуется принимать $\alpha = 40 \div 30^\circ$. При угле $\alpha > 45^\circ$ горение начинается уже в начале канала, и это может привести к перегреву коллектора.

Методика расчета подовых горелок. Метод расчета будем выполнять согласно схеме рис. 5.11, полагая, что все исходные данные для расчета имеются. Порядок расчета следующий.

1. Выбирают число горелок n с учетом приведенных выше соображений.

2. Определяют требуемый расход газа через горелку B_r в $\text{м}^3/\text{ч}$ для паровых котлов по формулам (3.19) и (3.20), а для водогрейных по формуле

$$B_r = \frac{q_{\text{уд}} H_k}{Q_{\text{в}} \eta_{\text{к}} n} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (5.20)$$

где $q_{\text{уд}}$ — удельный теплосъем с 1 м^2 поверхности нагрева; для котлов различных систем, работающих на газе, $q_{\text{уд}} = (8 \div 12) \cdot 10^3 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ [157]; H_k — поверхность нагрева котла.

3. Определяют среднюю скорость газа в коллекторе с учетом сказанного выше о влиянии параметра K_1 (см. формулу 4.35) на равномерность выдачи скоростей газа из отверстий. Задаваясь отношением максимальной скорости в конце газового коллектора к минимальной скорости в его начале, по формулам (4.37) и (4.38) определяют значение параметра K_1 .

4. Задаваясь скоростью выхода газа из отверстий v_2 , определяют общую площадь газовыпускных отверстий по формуле (5.12)

$$F_r = \frac{B_r 10^6 (273 + t_r)}{3600 v_r \cdot 273} \text{ мм}^2.$$

5. Площадь поперечного сечения коллектора F_k определяют по формуле (4.35)

$$F_k = \frac{F_r}{K_1} \text{ мм}^2.$$

6. Внутренний диаметр газового коллектора определяют по формуле

$$d_{\text{к. вн}} = \sqrt{\frac{4 F_r}{\pi K_1}} \text{ мм}. \quad (5.24)$$

Можно принять, что $K_1 \approx 0,1$. При этом среднерасходная скорость в сечении газового коллектора должна составлять, как выше отмечалось, не менее 10% от выходной скорости газа.

Если, например, выходная скорость газа 100 м/сек , то скорость газа в коллекторе должна быть 10 м/сек ; обычно она бывает больше, и, следовательно, имеет место неравномерная выдача газа по длине трубы. Как известно, с этим можно в какой-то мере бороться применением отверстий неодинакового размера по длине коллектора, но это сложно, и пока, до исследования, применять не рекомендуем. Диаметры труб целесообразно выбирать близкие к расчетным размерам 2,5", 3" и 5".

7. Выбирают угол между рядами отверстий $\beta = 2\alpha$, как это видно на рис. 5.11. Этот угол может изменяться от 70 до 180° . Следовательно, угол α изменяется от 35 до 90° . Если имеется воздухоподогреватель, то угол β рекомендуется принимать порядка 70 — 90° . При подаче холодного воздуха, в особенности для низких топок, можно принимать $\beta = 180^\circ$ или несколько меньше. Можно принимать и любое промежуточное значение этого угла в отмеченных пределах.

8. Длину огневой части горелки (см. рис. 5.11) выбирают в зависимости от конструкции. Горелка не должна доходить до переднего и заднего экранов на 300 — 400 мм

$$l_{\text{огн}} \approx l_r - 400 \cdot 2 \text{ мм}, \quad (5.22)$$

где l_r — глубина топки.

При отсутствии экрана на передней и задней стенках котла

$$l_{\text{огн}} \approx l_r - 150 \cdot 2 \text{ мм}. \quad (5.23)$$

9. Задаются тепловым напряжением $q_{огн}$ огневого сечения горелки, равного площади щели $b_{щ}l_{огн}$ (см. рис. 5.11, е). Для водогрейных котлов теплопроизводительностью до 1 Гкал/ч рекомендуется принимать $q_{огн} = (1,8 \div 2,5) \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$. Для водогрейных промышленно-отопительных котлов теплопроизводительность 1–12 Гкал/ч и паропроизводительностью до 20 т/ч пара с высотой топки до 3,5 м $q_{огн} = 5 \div 10 \text{ Гкал/м}^2 \cdot \text{ч}$. Для паровых котлов паропроизводительностью более 20 т/ч пара с высотой топки более 3,5 м $q_{огн} = 10 \div 15 \text{ Гкал/м}^2 \cdot \text{ч}$ [157].

10. Определяют ширину щели:

$$b_{щ} = \frac{B_{г} Q_{н}^p}{l_{огн} q_{огн}} \text{ м.} \quad (5.24)$$

При расчете расхода воздуха на одну горелку с отверстиями, просверленными под углом 90° , рекомендуется [157] принимать $\alpha' = 1,10$; при угле между рядами отверстий 180° $\alpha' = 1,05$.

11. Расход воздуха на одну горелку определяют по формуле

$$V_{в} = \alpha' L_0 B_{г} \text{ м}^3/\text{ч}.$$

12. Определяют скорость воздуха в узком сечении щели перед газовыпускными отверстиями (см. рис. 5.11, а):

$$v_{в} = \frac{V_{в}}{3600 l_{огн} (b_{щ} - d_{к})} \cdot \frac{273 + t_{в}}{273} \text{ м/сек.} \quad (5.25)$$

13. Определяют глубину проникновения струй газа в поперечный поток воздуха в узком сечении щели, равном A (см. рис. 5.11, а).

Для двухрядной горелки

$$h = 0,5A = 0,5 \frac{b_{щ} - d_{к}}{2}, \quad (5.26)$$

где $A = (b_{щ} - d_{к})/2 \text{ мм}$.

При этом струя будет находиться в центре узкого сечения щели, что соответствует условиям оптимального смещения газа со всем окружающим ее воздухом. Удара в стенку при угле $\alpha = 90^\circ$ допускать не рекомендуется по температурным условиям работы газового коллектора.

Для четырехрядной горелки принимают глубину проникновения струй первого ряда по формуле (5.7)

$$h_1 = \frac{2}{3} A + b_1' = \frac{2b_{щ} - d_{к}}{32} + b_1'.$$

Глубину проникновения струй второго ряда определяют по выражению

$$h_2 = \frac{1}{6} A + b_2';$$

В этих формулах b_1' и b_2' — величины смещения отверстий от плоскости, в которой они находились бы при угле атаки струй 90° , равные $r_{к} (1 - \sin \alpha)$.

14. Задаваясь выходной скоростью газа из отверстий в толстой стенке, определяют диаметры отверстий по формуле (4.236)

$$d_1 = \frac{\eta h_1 v_{в}}{k_{s_1} v_{г} \sin \alpha_1} \sqrt{\frac{\rho_{в}}{\rho_{г}}};$$

$$d_2 = \frac{\eta h_2 v_{в}}{k_{s_2} v_{г} \sin \alpha_2} \sqrt{\frac{\rho_{в}}{\rho_{г}}}.$$

В этих формулах α_1 и α_2 — углы атаки струй первого и второго рядов. При расчете принимают предварительно $k_s = 1,65$.

При угле между рядами отверстий $\beta = 180^\circ$ ($\alpha = 90^\circ$) диаметр отверстий определяют по формуле (4.23).

15. Если рассчитывают четырехрядную щелевую подовую горелку (по два ряда отверстий большого и малого диаметра с каждой стороны), то общую площадь для выхода газа распределяют между отверстиями двух размеров по формулам (5.13) и (5.14):

$$F_6 = 0,7F_{г} \text{ и } F_{м} = 0,3F_{г} \text{ или } F_{м} = F_{г} - F_6.$$

Тогда число отверстий для струй каждого ряда определяется по формулам (5.15) и (5.16)

$$n_1' = \frac{F_6}{f_6},$$

$$n_2' = \frac{F_{м}}{f_{м}},$$

где $f_6 = \frac{\pi d_1^2}{4}$; $f_{м} = \frac{\pi d_2^2}{4}$; f_6 и $f_{м}$ — площади отверстий первого и второго рядов.

Если рассчитывают двухрядную горелку, то вся площадь приходится на отверстия одного размера; тогда число отверстий определяют по формуле

$$n' = \frac{F_{г}}{f_0},$$

где $f_0 = \frac{\pi d^2}{4} = 0,785d^2$ (площадь одного отверстия); принимается обычно четное число отверстий.

16. Число отверстий на каждой стороне коллектора будет в 2 раза меньше

$$n = \frac{n'}{2}.$$

17. Определяют абсолютный и относительный шаги по формулам (4.28) и (4.29):

$$s = \frac{H}{n+1} \text{ и } \frac{s}{d} = \frac{H}{(n+1)d}.$$

Здесь длина коллектора $H = l_{огн}$ минус зазор (см. рис. 5.11, е).

Если относительный шаг между отверстиями оказывается больше или меньше рекомендуемых значений, то изменяют скорость газа, размер отверстий и расчет производят снова. Если шаг между отверстиями получился в пределах рекомендуемых значений, то расчет продолжается в следующей последовательности.

18. Определяют диаметры струй в потоке по формуле (4.24)

$\Delta p, \text{ кг/см}^2$

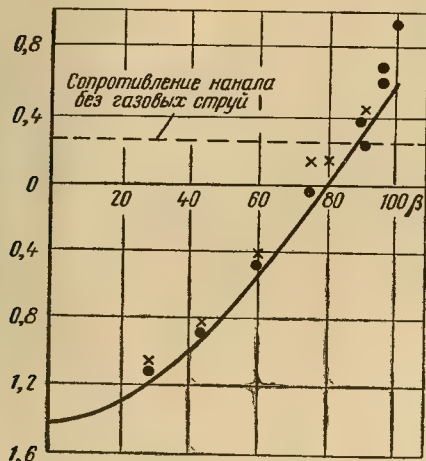


Рис. 5.12. Сопротивление канала подовой горелки в зависимости от угла истечения газовых струй.

Горелки надежно работают при давлении газа в коллекторе от 10 до 3000 кг/м².

Сопротивление горелки по воздушной стороне можно рассчитывать по формуле рекомендуемой В. П. Михеевым и В. Н. Федоровым [122].

Сопротивление канала горелки по воздушной стороне, как уже отмечалось, зависит от угла атаки струй. На рис. 5.12 эта зависимость приведена для двухрядной горелки. Остановимся на некоторых особенностях расчета подовых горелок с двусторонней подачей перекрещивающихся струй газа [122]. Эти горелки, как все остальные конструкции подовых горелок, можно рассчитывать по приведенному выше методу.

Схема распределения пересекающихся газовых струй, поданных с двух сторон, как уже отмечалось, имеет меньше свободного пространства для прохода воздуха, не участвующего в горении. Кроме того, удар струи в противоположную стенку способствует интенсификации дожигания газов в факеле и стабилизации процесса горения. Подача струй под углом $\alpha < 45^\circ$ (рекомендуется угол $30-40^\circ$) создает эффективную эжекцию газовыми струями воздуха, что в сочетании с разрежением в топке позволяет работать без принудительного дутья.

$$D_{c1} = 0,75 h_1; \quad D_{c2} = 0,75 h_2.$$

19. Определяют абсолютный и относительный шаги между струями в потоке вдоль коллектора по формулам (4.32) и (4.33) или по формулам (5.17) и (5.17а).

Желательно, чтобы струи распределялись в потоке с зазором.

20. Проверяют суммарную площадь отверстий:

для двухрядной горелки

$$n f_o = \frac{n \pi d^2}{4} \leq 0,1 \frac{\pi}{4} d_{\text{к. вн}}^2;$$

для четырехрядной горелки

$$n_1 f_o + n_2 f_m = \frac{n_1 \pi}{4} d_1^2 +$$

$$+ \frac{n_2 \pi}{4} d_2^2 \leq 0,2 \frac{\pi}{4} d_{\text{к. вн}}^2,$$

где $d_{\text{к. вн}}$ — внутренний диаметр коллектора.

Расчет бездутьевых подовых горелок с двусторонней подачей перекрещивающихся струй газа (см. рис. 2.49, в) производится в следующем порядке.

1. После определения расхода газа на установку и выбора числа горелок принимают глубину проникновения газовых струй в воздушный поток по формуле

$$\frac{h}{b_{\text{щ}}} = 0,75 \div 0,90, \quad (5.28)$$

где $b_{\text{щ}}$ — ширина огневого канала (щели).

При таком выборе относительной глубины проникновения часть струи растекается по противоположной стенке канала, что обеспечивает хорошую стабилизацию горения.

2. Угол атаки газовых струй принимают равным $30-45^\circ$.

3. Относительный шаг отверстий предлагается определять, исходя из расчетной глубины проникновения струй, определяемой по формуле

$$h = (0,75 \div 0,9) b_{\text{щ}}. \quad (5.29)$$

Скорость газа, выходящего из отверстия, при заданном секундном расходе газа B_r на всю горелку

$$v_r = \frac{B_r}{\frac{n \pi d^2}{4}} = \frac{4}{\pi} \frac{B_r}{n d^2} = 1,275 \frac{B_r}{n d^2}. \quad (5.30)$$

Скорость воздуха

$$v_b = \frac{V_b}{n b_{\text{щ}} s}. \quad (5.31)$$

Отношение скоростей газа и воздуха будет

$$\frac{v_r}{v_b} = 1,275 \frac{B_r}{V_b} \cdot \frac{b_{\text{щ}} s}{d^2}. \quad (5.32)$$

Подставив (5.32) в (4.14в) и внося поправку на действительную скорость коэффициентом η , для случая истечения при толстой стенке ($\mu = 1$), получим

$$h = \frac{1,275}{\eta} k_s k_a \frac{B_r}{V_b} \cdot \frac{s b_{\text{щ}}}{d} \sqrt{\frac{\rho_r}{\rho_b}} \quad (5.33)$$

или относительная дальнобойность

$$\frac{h}{b_{\text{щ}}} = \frac{1,275}{\eta} k_s k_a \frac{B_r}{V_b} \sqrt{\frac{\rho_r}{\rho_b}} \cdot \frac{s}{d}. \quad (5.34)$$

Из (5.34) видно, что изменить относительную дальнобойность струи в небольших пределах при постоянном отношении расходов газа и воздуха и том же угле атаки струи можно путем изменения относительного шага газовых отверстий.

Для газовых горелок при равенстве температур и давлений газа и воздуха

$$\frac{B_r}{V_b} = \frac{B_r}{\alpha V_0 B_r} = \frac{1}{\alpha V_0}. \quad (5.35)$$

Отношение скоростей газа и воздуха в горелке с учетом (5.35)

$$\frac{B_r}{V_B} = 1,275 \frac{1}{\alpha V_0} \cdot \frac{b_{щ} s}{d^2}. \quad (5.36)$$

Тогда (5.34) принимает вид

$$\frac{h}{b_{щ}} = \frac{1,275}{\eta} k_s k_a \frac{1}{\alpha V_0} \sqrt{\frac{\rho_r}{\rho_B}} \cdot \frac{s}{d}. \quad (5.37)$$

4. Для предотвращения столкновения струй, выходящих из противоположных коллекторов, шаг отверстий выбирают по углу развития свободной струи $\varphi = 26^\circ$ [122]

$$s = d + 2b_{щ} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \text{ м} \quad (5.38)$$

или, пренебрегая значением d ,

$$s = 0,426 b_{щ} \text{ м}. \quad (5.39)$$

Полученное значение шага следует принимать с коррекцией ширины канала, т. е. при подсчете s необходимо вместо $b_{щ}$ подставить $b_{щ}/\sin \alpha$.

Представляется, что в горелках с двусторонней подачей пересекающихся струй газа этот шаг недостаточен. Во-первых, необходимо оставить место для прохода воздуха между струями, а во-вторых, требуется место для растекающихся двух соседних факелов при ударе о стенку огневого канала. Поэтому нам представляется, что шаг следует принимать больше примерно на 20% расчетного.

5. Определяют диаметр газовых отверстий

$$d = \frac{s}{\left(\frac{s}{d}\right)} \text{ м}, \quad (5.40)$$

где (s/d) — относительный шаг отверстий, может быть определен из выражения (5.37).

6. Площадь сечения газовых отверстий в газораспределительных трубах определяют по формуле

$$F_r = \frac{B_r}{v_r} = \frac{n \pi d^2}{4} \text{ м}^2, \quad (5.41)$$

где n — суммарное число отверстий во всех газораспределительных трубах.

7. Подставив в (5.41) полученное значение d , определяют число газовых отверстий

$$n = \frac{F_r}{\frac{\pi d^2}{4}}. \quad (5.42)$$

8. Суммарная длина щелевых каналов всех горелок

$$L_{щ. \text{ общ}} = \frac{s}{2} n. \quad (5.43)$$

9. Длина щели одной горелки

$$L_{щ} = \frac{L_{щ. \text{ общ}}}{n_1},$$

где n_1 число горелок.

Если длина щели слишком велика или отверстия малы ($d < 1,5 \text{ мм}$), назначается большее значение $b_{щ}$ и производится пересчет, начиная с пункта 5.

10. Ширину огневого канала $b_{щ}$ рекомендуется выбирать

$$b_{щ} = 0,06 \div 0,12 \text{ м}.$$

По этому методу расчета [122] можно отметить следующее.

При расчете горелки следует применять малые диаметры отверстий, чтобы увеличить путь струи до удара.

Представляется, что увеличение шага s в этих горелках имеет положительное значение для сокращения длины факела.

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ЩЕЛЕВЫХ ГОРЕЛОК С ПЕРИФЕРИЙНОЙ ПОДАЧЕЙ ГАЗА

Необходимость подачи газа с периферии возникает в горелках при довольно больших размерах воздушных каналов, имеющих как прямоугольную, так и круглую форму сечения.

Такие случаи могут иметь место при переводе пылеугольных горелок на сжигание газа, например пылеугольной щелевой прямоточной горелки типа БПК-ОРГРЭС (рис. 5.13).

Отличие в расчете горелок с периферийной подачей газа из сопел (см. рис. 5.13) от приведенного выше метода расчета горелок с односторонней подачей газа струями заключается в необходимости при расчете глубины проникновения струй в поток прибавлять еще высоту сопла. Кроме того, часть площади сечения воздушного канала отводится для заполнения его струями с боковых сторон.

В углах газового коллектора и вблизи них сопла устанавливать не следует.

В ряде случаев организации перемешивания газа с воздушным потоком, проходящим по свободному сечению большого размера, можно использовать не периферийную, а центральную подачу газа.

РАСЧЕТ ГОРЕЛОК С ЦЕНТРАЛЬНОЙ И ПЕРИФЕРИЙНОЙ ПОДАЧЕЙ ГАЗА

Центральная подача газа в горелках особенно перспективна, когда по конструктивным соображениям встречаются большие затруднения подвода струй газа с наружных сторон воздушного канала, например когда между воздушными каналами нет свободного промежутка или он недостаточен для установки газового коллектора.

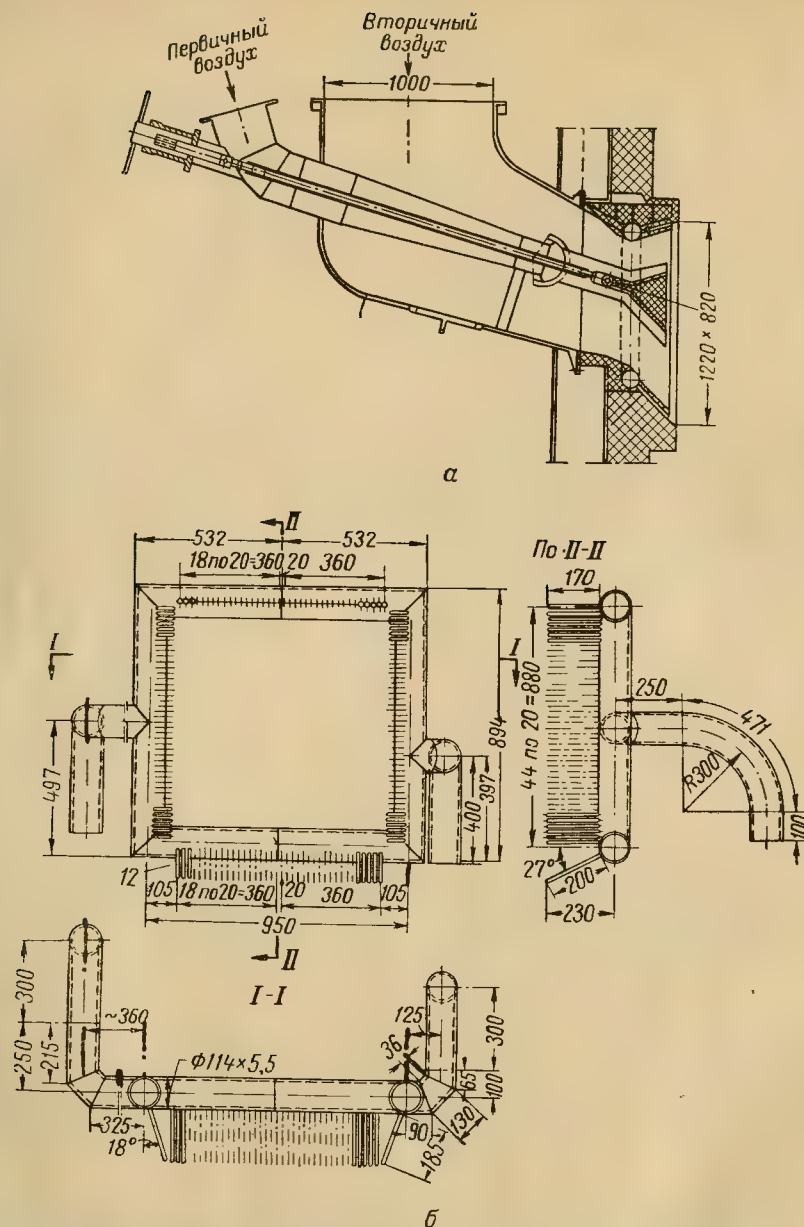


Рис. 5.13. Комбинированная пылегазовая горелка с периферийной подачей газа в топочную камеру (на базе пылеугольной целевой горелки БПК-ОПГЭС, производительностью 2200 м³/ч.

а — общий вид горелки; б — газовая часть комбинированной горелки.

Горелки с центральной подачей газа работают иногда неудовлетворительно и не обеспечивают полноту сжигания газа в котельных установках. Объясняется это тем, что при применении таких горелок без расчета подача газа из центра (из большого числа отверстий) приводит или к слиянию струй вблизи их выхода из коллектора, а следовательно, уменьшению глубины их проникновения в поток воздуха, или к распределению газа лишь в небольшой части воздуха, в то время как основной поток воздуха проходит по периферии горелки.

Поэтому очень вежно проектировать эти горелки на основе метода расчета, позволяющего организовать такое газораспределение в устье, при котором процесс горения закончился бы в пределах печи или топки парового котла.

Процесс распределения газа в горелках с центральной подачей можно организовать по следующим наиболее распространенным четырем схемам: подача газа в глубине амбразуры в прямоточный поток воздуха, проходящий по кольцевому или цилиндрическому сечению;

подача газа в глубине амбразуры в закрученный поток воздуха, проходящий по кольцевому или цилиндрическому сечению;

подача газа на выходе из амбразуры в закрученный поток воздуха;

подача газа на выходе из амбразуры в прямоточный поток воздуха.

В соответствии с этими схемами метод расчета горелок с центральной подачей имеет свои особенности.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РАСПРЕДЕЛЕНИЮ СТРУЙ В ГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВАХ

В горелках с центральной подачей газа в прямоточный поток воздуха в глубине амбразуры возможны принципиально два способа организации процесса газораспределения. Можно весь газ подать из одного коллектора, расположенного в центре канала воздушного потока, или через ряд коллекторов, распределенных в центрах отведенных для них участков общей площади воздушного канала. Последний способ используется при сравнительно больших сечениях канала для прохода воздуха, когда нельзя обеспечить в нем равномерное распределение газа из одного коллектора.

В этих случаях вокруг коллектора можно очертить площадь сечения воздушного потока, в который равномерно по расчету распределяются струи газа. Поэтому расчет горелки при этих двух различных способах организации процесса смесеобразования производится одним методом. Разница заключается лишь в величине выделенной площади сечения воздушного канала, в которой распределяются струи воздуха, выходящие из одного общего или из нескольких отдельных коллекторов.

Схема расчета сводится к следующему.

В центре сечения воздушного потока, проходящего по каналу, имеющему круглую или квадратную форму поперечного сечения, устанавливается газовый коллектор радиусом $r_{\text{вн}} = 0,20 r_0$, где r_0 — радиус окружности воздушного канала (рис. 5.14 и 5.15).

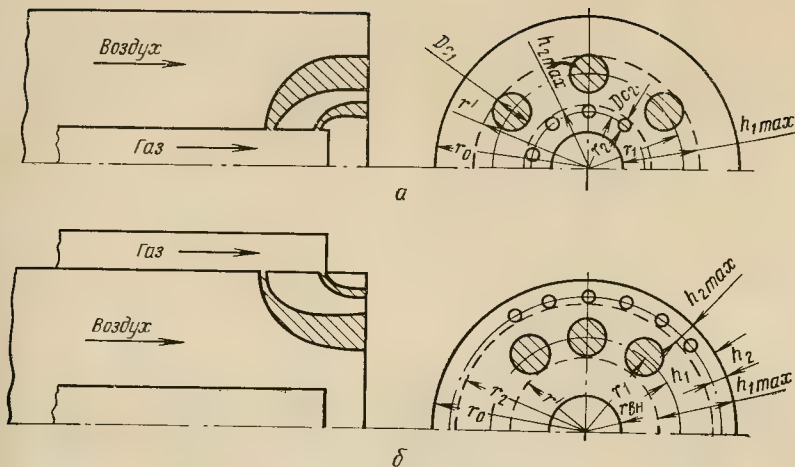


Рис. 5.14. Схема развития газовых струй в горелке с цилиндрическим сечением устья при подаче газа в глубину амбразуры.
а — центральная подача газа; б — периферийная подача газа.

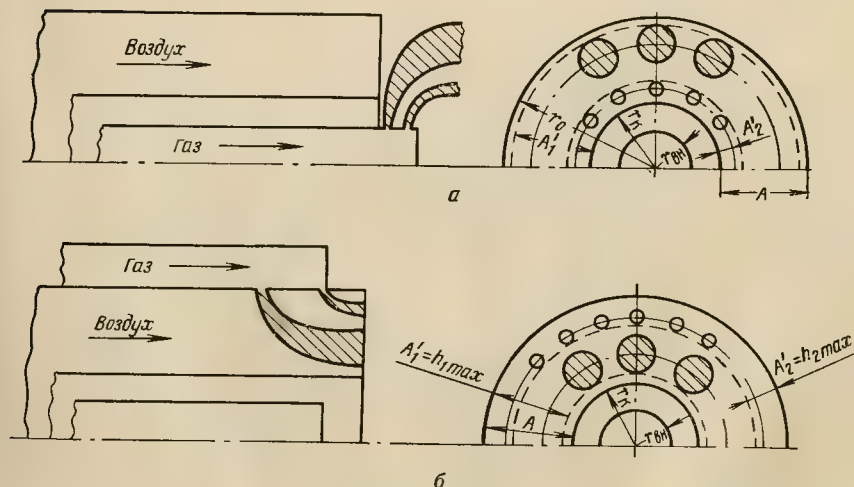


Рис. 5.15. Схема развития газовых струй в горелке с кольцевым сечением устья при подаче газа на выходе из амбразуры.
а — центральная подача газа; б — периферийная подача газа.

В «живом» сечении воздушного канала проводятся две окружности меньшими радиусами. На окружности радиусом r_1 предполагается разместить струи большого размера, а на меньшей окружности радиусом r_2 — струи малого размера.

Исходя из практики расчета, для равномерности распределения газовых струй большого и малого размера рекомендуется распределять газ так, чтобы 80% его выходило через отверстия большого размера и 20% через отверстия малого размера. При этом окружность вокруг площади сечения, через которую проходит 20% воздуха, имеет радиус примерно $0,45 r_0$.

В связи с тем, что выход из строя от обгорания горелочных устройств происходит из-за горения газа у центрального коллектора и у внутренней поверхности газовой камеры в районе амбразур, по расчету необходимо так распределять газ, чтобы в случае раннего его зажигания в горелке металлические поверхности, да и поверхность амбразуры, охлаждались прослойкой воздуха, а не находились в области активного пламени.

При центральной двухрядной системе подачи газовых струй этого можно достигнуть отведением газовых струй малого размера подальше от наружной поверхности центрального коллектора, при этом струи большого размера должны быть не доведены до внутренней поверхности амбразуры. Следовательно, глубину проникновения в поток струй меньшего размера следует принимать несколько больше, а струй большого размера несколько меньше, по сравнению с распределением по оптимальным условиям сжигания газа в коротком факеле.

Отношение r_1/r_0 , например, в горелке с цилиндрическим устьем и центральной подачей газа в глубину амбразуры (см. рис. 5.14, а) характеризует долю площади F/F_0 , а соответственно и долю расхода V/V_0 , в котором распределяются струи в пределах горелки. В горелках с периферийной подачей газа (см. рис. 5.14, б) доля воздуха, в которой распределяются струи, характеризуется отношением h_{max}/r_0 .

В горелках с кольцевым устьем и центральной подачей газа на выходе из амбразуры (см. рис. 5.15, а) доля воздуха, в которой распределяются струи, характеризуется отношением A'_1/A , где A'_1 — текущее расстояние от плоскости выхода струй газа до внешней границы струи (h_{1max} или h_{2max}), A — ширина кольцевого сечения горелки. В той же горелке, но с периферийной подачей газа доля воздуха, в которой развиваются струи газа, равна величине A'_1/A , при этом величина A'_1 , равная максимальной глубине проникновения струй, отсчитывается с противоположной стороны.

Графики на рис. 5.16 характеризуют изменение доли площади F/F_0 (или расхода V/V_0 при равномерном поле скорости по сечению) в зависимости от долей радиуса цилиндрического сечения r_1/r_0 (рис. 5.16, б) и в долях от кольцевого сечения A'/A (рис. 5.16, а). При расчетах текущий радиус r' заменяется через величину h_{max} , отмеряемую от наружной поверхности центрального коллектора при центральной подаче. В этом случае, пренебрегая толщиной стенки коллектора, получим

$$r' = r_{вн} + h_{max}$$

При периферийной подаче

$$r' = r_0 - h_{\max}$$

При расчете распределения струй в кольцевом сечении шириной A величина $h_{\max}$ приравнивается текущей величине A' . Эти графики позволяют определять долю площади (или расхода), приходящуюся, в случае равенства скоростей по сечению, на сечение, в котором распределяются струи, ограни-

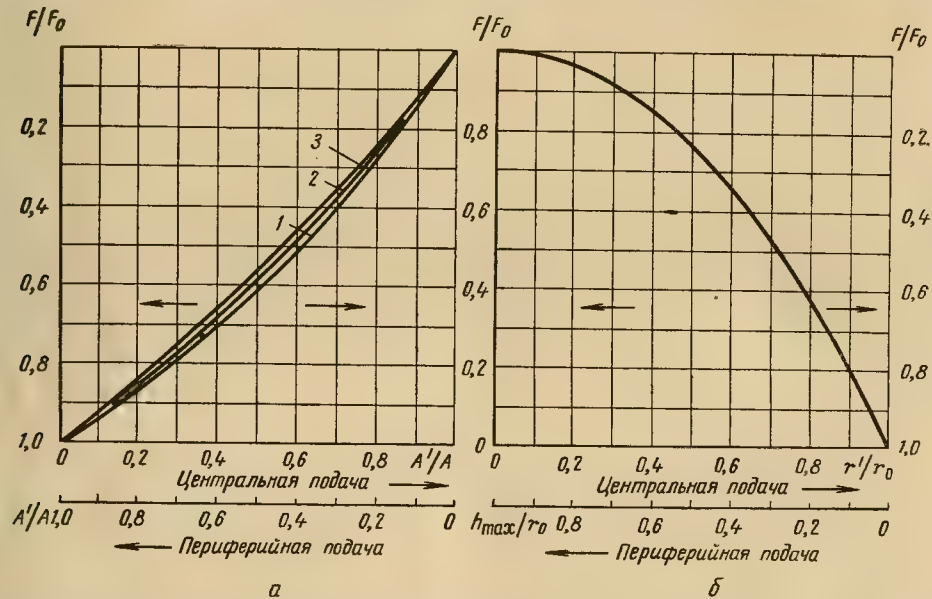


Рис. 5.16. Зависимость относительного увеличения площади сечения от относительного радиуса.

а — для кольцевого сечения; кривые 1, 2 и 3 соответствуют отношениям $r_k/r_c = 0,4; 0,5$ и $0,6$; б — для цилиндрического сечения.

ченные любой долей текущего радиуса r' цилиндрического сечения или любой долей текущей ширины A' кольцевого сечения. При этом условно принимают, что внешняя граница любого ряда струй $h_{\max} = 1,375 h'$ и определяет значение радиуса, ограничивающего долю площади, в которой распределены струи, или долю расхода, с которой они смешиваются в пределах горелки.

По графикам рис. 5.16 определяют величины максимальной глубины проникновения больших и малых струй, развивающихся в воздушном потоке, протекающем в цилиндрическом и кольцевом каналах вторичного воздуха в газогорелочных устройствах с принудительной подачей воздуха. При этом по конкретным условиям работы газогорелочного устройства задаются долями расхода воздуха, в котором распределяются и, следовательно,

перемешиваются с ним газовые струи в пределах горелки. Воздух, не перемешавшийся с газом в горелке, благодаря струйному характеру газораспределения перемешивается с газом в факеле.

Полному перемешиванию газа до устья горелки препятствуют: опасность выгорания горелки из-за большого количества тепла, выделяющегося вблизи нее, и необходимость для многих промышленных установок постепенного тепловыделения вдоль факела.

Наименьшее же количество воздуха, участвующего в перемешивании в горелке, определяется повышенной длиной факела из-за затяжного процесса перемешивания. При этом не исключено, что даже при больших избытках воздуха возможны потери тепла от химической неполноты сгорания в горелках, сконструированных не на основе расчета.

Анализ работы рассчитанных газогорелочных устройств показал, что для обеспечения сжигания газа при минимальных избытках воздуха струи газа нежелательно распределять в воздушном потоке, составляющем менее 50% от общего расхода.

Необходимо также учитывать, что чем выше температура подогрева воздуха, тем больше опасность выгорания горелок и тем меньшую степень смешения газа нужно обеспечить в горелке. Вследствие этого предпочтительнее выносить смешение в камеру горения.

Поэтому приводимые далее рекомендации по глубинам проникновения струй даны в некоторых пределах.

Канал цилиндрической формы

Центральная подача газа в прямоточный поток воздуха в глубине амбразуры (см. рис. 5.14, а). Учитывая, что между плоскостью выхода газа и основным потоком воздуха имеется большое расстояние, на крупные струи выделяется 80% расхода газа, а на струи малого размера остальные 20%.

По графику рис. 5.16, б определяют глубину проникновения струи в поток, исходя из условия распределения в долях воздуха от 50 до 90% общего расхода, проходящего через горелку.

Принимая это условие, значения r/r_0 по графику рис. 5.16 будут следующие:

для малых струй

$$r/r_0 \approx 0,4 \div 0,55; \quad r \approx (0,4 \div 0,55) r_0;$$

для больших струй

$$r/r_0 \approx 0,7 \div 0,85; \quad r \approx (0,7 \div 0,85) r_0.$$

Максимальные глубины проникновения центральных струй в прямоточный поток воздуха, принимая значения радиуса центрального газового коллектора $r_{вн} \approx 0,2 r_0$, можно определить по формулам

$$h_{2 \max} \approx (0,4 \div 0,55) r_0 - r_{вн}; \quad (5.44)$$

$$h_{2 \max} \approx (0,2 \div 0,35) r_0;$$

$$\begin{aligned} h_{1 \max} &\approx (0,7 \div 0,85) r_0 - r_{\text{вн}}; \\ h_{1 \max} &\approx (0,5 \div 0,65) r_0. \end{aligned} \quad (5.44)$$

Глубины проникновения центральных струй в прямооточный поток

$$\begin{aligned} h_2 &\approx \frac{h_{2 \max}}{1,375} \approx \frac{(0,2 \div 0,35)}{1,375} r_0 \approx (0,14 \div 0,25) r_0; \\ h_1 &\approx \frac{h_{1 \max}}{1,375} \approx \frac{(0,5 \div 0,65)}{1,375} r_0 \approx (0,36 \div 0,47) r_0. \end{aligned} \quad (5.45)$$

Радиусы r_1 и r_2 , на которых разместятся центральные струи в прямооточном потоке воздуха в канале цилиндрической формы при $r_{\text{вн}} \approx 0,2r_0$.

$$\begin{aligned} r_2 &\approx r_{\text{вн}} + h_2 \approx 0,2r_0 + (0,14 \div 0,25) r_0 \approx (0,34 \div 0,45) r_0; \\ r_1 &\approx r_{\text{вн}} + h_1 \approx 0,2r_0 + (0,36 \div 0,47) r_0 \approx (0,56 \div 0,67) r_0. \end{aligned} \quad (5.46)$$

При распределении струй в закрученном потоке будем принимать во внимание еще большее перераспределение расхода воздуха к периферии.

Центральная подача газа в глубине амбразуры в закрученный поток воздуха (рис. 5.14, а). По графику рис. (5.16, б) определяют максимальные глубины проникновения струй, исходя из заданного отношения F/F_0 или V/V_0 .

Для данного случая

$$\begin{aligned} \frac{r}{r_0} &\approx 0,4 \div 0,55; \quad r \approx (0,4 \div 0,55) r_0; \\ \frac{r}{r_0} &\approx 0,80 \div 0,90; \quad r \approx (0,80 \div 0,90) r_0. \end{aligned}$$

Максимальные глубины проникновения центральных струй в закрученный поток, принимая $r_{\text{вн}} \approx 0,2r_0$,

$$\begin{aligned} h_{2 \max} &\approx (0,4 \div 0,55) r_0 - r_{\text{вн}} \approx (0,4 \div 0,55) r_0 - 0,2r_0; \\ h_{2 \max} &\approx (0,2 \div 0,35) r_0; \\ h_{1 \max} &\approx (0,8 \div 0,90) r_0 - r_{\text{вн}} \approx (0,8 \div 0,90) r_0 - 0,2r_0; \\ h_{1 \max} &\approx (0,6 \div 0,70) r_0. \end{aligned} \quad (5.47)$$

Глубины проникновения центральных струй в закрученный поток

$$\begin{aligned} h_2 &= \frac{h_{2 \max}}{1,375} \approx \frac{(0,2 \div 0,35)}{1,375} r_0 \approx (0,14 \div 0,25) r_0; \\ h_1 &= \frac{h_{1 \max}}{1,375} \approx \frac{(0,6 \div 0,7)}{1,375} r_0 \approx (0,43 \div 0,51) r_0. \end{aligned} \quad (5.48)$$

Радиусы r_1 и r_2 , на которых разместятся центральные струи в закрученном потоке воздуха в канале цилиндрической формы, при $r_{\text{вн}} = 0,2r_0$

$$\begin{aligned} r_2 &\approx r_{\text{вн}} + h_2 \approx 0,2r_0 + (0,14 \div 0,25) r_0 \approx (0,34 \div 0,45) r_0; \\ r_1 &\approx r_{\text{вн}} + h_1 \approx 0,2r_0 + (0,43 \div 0,51) r_0 \approx (0,63 \div 0,71) r_0. \end{aligned} \quad (5.49)$$

Периферийная подача газа в прямооточный поток в глубине амбразуры (см. рис. 5.14, б). В этом случае между плоскостью выхода газа и основным потоком воздуха имеется меньшее расстояние, чем при центральной подаче газа. Поэтому рекомендуемые глубины проникновения струй будут соответственно меньше. Кроме того, для более равномерного (чем при центральной подаче) распределения струй малого размера по большому периметру рекомендуем для малых струй отвести 30% газа, а для крупных 70% общего расхода газа.

По графику (рис. 5.16, б) определяют соответствующие им доли воздуха и максимальные глубины проникновения струй. При этом доля воздуха, в котором распределятся струи, будет составлять по-прежнему от 50 до 90% общего расхода

$$\begin{aligned} \frac{r}{r_0} &\approx 0,17 \div 0,25; \quad r \approx (0,17 \div 0,25) r_0; \\ \frac{r}{r_0} &\approx 0,30 \div 0,65; \quad r \approx (0,30 \div 0,65) r_0. \end{aligned}$$

Максимальные глубины проникновения периферийных струй в прямооточный поток воздуха

$$\begin{aligned} h_{2 \max} &\approx r \approx (0,17 \div 0,25) r_0; \\ h_{1 \max} &\approx r \approx (0,30 \div 0,65) r_0. \end{aligned} \quad (5.50)$$

Глубины проникновения периферийных струй в прямооточный поток воздуха

$$\begin{aligned} h_2 &\approx \frac{h_{2 \max}}{1,375} \approx \frac{(0,17 \div 0,25)}{1,375} r_0 \approx (0,12 \div 0,18) r_0; \\ h_1 &\approx \frac{h_{1 \max}}{1,375} \approx \frac{(0,30 \div 0,65)}{1,375} r_0 \approx (0,22 \div 0,47) r_0. \end{aligned} \quad (5.51)$$

Радиусы r_1 и r_2 , на которых разместятся периферийные струи в прямооточном потоке воздуха,

$$\begin{aligned} r_2 &= r_0 - h_2 \approx r_0 - (0,12 \div 0,18) r_0 \approx (0,88 \div 0,82) r_0; \\ r_1 &= r_0 - h_1 \approx r_0 - (0,22 \div 0,47) r_0 \approx (0,78 \div 0,53) r_0. \end{aligned} \quad (5.52)$$

При переходе к распределению периферийных струй в закрученном потоке воздуха следует учитывать приближение основного потока воздуха к плоскости ввода газа, а также наличие приосевой области разряжения, куда нежелательно попадание газа. Для этого при расчетах следует уменьшать глубины проникновения периферийных струй.

Периферийная подача газа в закрученный поток воздуха (рис. 5.14, б).

Для струй малого размера отводится 30%, а для струй большего размера — 70% общего расхода газа. По графику рис. 5.16, б определяют величины относительных радиусов воздушных слоев, в которых распределяются струи.

$$\frac{r}{r_0} \approx 0,15 \div 0,22; \quad r \approx (0,15 \div 0,22) r_0;$$

$$\frac{r}{r_0} \approx 0,27 \div 0,48; \quad r \approx (0,27 \div 0,48) r_0.$$

Максимальные глубины проникновения периферийных струй в закрученный поток воздуха

$$\begin{aligned} h_{2 \max} &\approx (0,15 \div 0,22) r_0; \\ h_{1 \max} &\approx (0,27 \div 0,48) r_0. \end{aligned} \quad (5.53)$$

Глубины проникновения периферийных струй внутри амбразуры в закрученный поток

$$\begin{aligned} h_2 &\approx \frac{h_{2 \max}}{1,375} \approx \frac{(0,15 \div 0,22)}{1,375} r_0 \approx (0,11 \div 0,16) r_0; \\ h_1 &\approx \frac{h_{1 \max}}{1,375} \approx \frac{(0,27 \div 0,48)}{1,375} r_0 \approx (0,20 \div 0,35) r_0. \end{aligned} \quad (5.54)$$

Радиусы r_1 и r_2 , на которых разместятся периферийные струи в закрученном потоке воздуха,

$$\begin{aligned} r_2 &\approx r_0 - h_2 \approx r_0 - (0,11 \div 0,16) r_0 \approx (0,89 \div 0,84) r_0; \\ r_1 &\approx r_0 - h_1 \approx r_0 - (0,20 \div 0,35) r_0 \approx (0,80 \div 0,65) r_0. \end{aligned} \quad (5.55)$$

Канал кольцевой формы

Ширина канала A . Радиус внутренней трубы $r_k = 0,5r_0$, где r_0 — радиус внешней трубы, следовательно, $A = r_0 - r_k$.

Центральная подача струй в глубине амбразуры в прямооточный поток воздуха (см. рис. 5.15, а). Заменяя текущую ширину A' на $h_{\max}$ и задаваясь прежними долями воздуха до 50—90%, в котором распределяется 20% газа в виде струй малого размера и 80% газа из струй большего размера и обращаясь к графику на рис. 5.16, а (правая часть), определяем значения расчетных величин

$$\frac{h_{2 \max}}{A} \approx 0,23 \div 0,35; \quad h_{2 \max} \approx (0,23 \div 0,35) A;$$

$$\frac{h_{1 \max}}{A} \approx 0,55 \div 0,8; \quad h_{1 \max} \approx (0,55 \div 0,8) A.$$

Глубина проникновения струй

$$\begin{aligned} h_2 &\approx \frac{h_{2 \max}}{1,375} \approx \frac{(0,23 \div 0,35)}{1,375} A \approx (0,17 \div 0,25) A; \\ h_1 &\approx \frac{h_{1 \max}}{1,375} \approx \frac{(0,55 \div 0,8)}{1,375} A \approx (0,4 \div 0,58) A. \end{aligned} \quad (5.56)$$

Радиусы r_1 и r_2 , на которых распределяются струи в прямооточном потоке в сечении кольцевого канала,

$$\begin{aligned} r_2 &\approx r_k + h_2 \approx r_k + (0,17 \div 0,25) A; \\ r_1 &\approx r_k + h_1 \approx r_k + (0,4 \div 0,58) A, \end{aligned} \quad (5.57)$$

где r_k — радиус внутренней трубы канала кольцевого сечения, равный примерно $0,5r_0$.

Центральная подача струй в глубине амбразуры в закрученный поток воздуха. Максимальная глубина проникновения струй определяется по формуле

$$\begin{aligned} \frac{h_{2 \max}}{A} &\approx 0,23 \div 0,35; \quad h_{2 \max} \approx (0,23 \div 0,35) A; \\ \frac{h_{1 \max}}{A} &\approx 0,6 \div 0,8; \quad h_{1 \max} \approx (0,6 \div 0,8) A. \end{aligned} \quad (5.58)$$

Глубину проникновения струй отсчитывают от внутренней поверхности кольцевого сечения и определяют по формуле

$$\begin{aligned} h_2 &\approx \frac{h_{2 \max}}{1,375} \approx \frac{(0,23 \div 0,35)}{1,375} A \approx (0,17 \div 0,25) A; \\ h_1 &\approx \frac{h_{1 \max}}{1,375} \approx \frac{(0,6 \div 0,8)}{1,375} A \approx (0,43 \div 0,58) A. \end{aligned} \quad (5.59)$$

Радиусы r_1 и r_2 , на которых разместятся центральные струи в закрученном потоке в сечении кольцевого канала,

$$\begin{aligned} r_2 &\approx r_k + h_2 \approx r_k + (0,17 \div 0,25) A; \\ r_1 &\approx r_k + h_1 \approx r_k + (0,43 \div 0,58) A. \end{aligned} \quad (5.60)$$

✓ Периферийная подача струй внутри амбразуры в прямооточный поток воздуха (рис. 5.15, б). При периферийной подаче 30% газа подается через отверстия меньшего размера и 70% — через отверстия большего размера.

Максимальные глубины проникновения струй

$$\begin{aligned} \frac{h_{2 \max}}{A} &\approx 0,18 \div 0,30; \quad h_{2 \max} \approx (0,18 \div 0,30) A; \\ \frac{h_{1 \max}}{A} &\approx 0,40 \div 0,7; \quad h_{1 \max} \approx (0,40 \div 0,7) A. \end{aligned} \quad (5.61)$$

Глубины проникновения периферийных струй в прямоочный поток воздуха

$$\begin{aligned} h_2 &\approx \frac{h_{2 \max}}{1,375} \approx \frac{(0,18 + 0,30)}{1,375} A \approx (0,13 \div 0,22) A; \\ h_1 &\approx \frac{h_{1 \max}}{1,375} \approx \frac{(0,40 \div 0,7)}{1,375} A \approx (0,29 \div 0,51) A. \end{aligned} \quad (5.62)$$

Радиусы r_1 и r_2 , на которых разместятся периферийные струи в прямоочном потоке воздуха,

$$\begin{aligned} r_2 &= r_0 - h_2 \approx r_0 - (0,13 \div 0,22) A; \\ r_1 &= r_0 - h_1 \approx r_0 - (0,29 \div 0,51) A. \end{aligned} \quad (5.63)$$

Периферийная подача струй в глубине амбразуры в закрученный поток воздуха.

Максимальные глубины проникновения периферийных струй в закрученный поток воздуха определяются по формулам

$$\begin{aligned} \frac{h_{2 \max}}{A} &\approx 0,15 \div 0,20; \quad h_{2 \max} \approx (0,15 \div 0,20) A; \\ \frac{h_{1 \max}}{A} &\approx 0,3 \div 0,55; \quad h_{1 \max} \approx (0,3 \div 0,55) A. \end{aligned} \quad (5.64)$$

Глубины проникновения периферийных струй в закрученный поток

$$\begin{aligned} h_2 &= \frac{h_{2 \max}}{1,375} \approx \frac{(0,15 \div 0,20) A}{1,375} \approx (0,11 \div 0,14) A; \\ h_1 &= \frac{h_{1 \max}}{1,375} \approx \frac{(0,3 \div 0,55) A}{1,375} \approx (0,22 \div 0,40) A. \end{aligned} \quad (5.65)$$

Радиусы r_1 и r_2 , на которых разместятся периферийные струи в закрученном потоке,

$$\begin{aligned} r_2 &= r_0 - h_2 \approx r_0 - (0,11 \div 0,14) A; \\ r_1 &= r_0 - h_1 \approx r_0 - (0,22 \div 0,40) A. \end{aligned} \quad (5.66)$$

При системе подачи струй одного размера ограничение по внешней поверхности остается прежним. Поэтому глубины проникновения струй в поток и радиусы, на которых струи распределяются (внутри горелки), не должны превышать максимальных значений, определяемых по тем же формулам (5.44) — (5.66).

Центральная подача газа на выходе из амбразуры (рис. 5.15, а).

Принципиальным отличием таких горелок с центральной подачей газа является образование горючей смеси вне горелок в условиях свободного развития расширяющегося, чаще всего закрученного, потока воздуха, проходящего сравнительно узким кольцом по периферии амбразуры. В этих условиях обеспечение достаточно равномерного распределения

газовых струй в воздушном потоке потребует передвижения выходящего из центрального коллектора газа на большое расстояние, равное примерно радиусу горелки. Если выполнить расчеты соответствующих глубин проникновения струй по приведенным выше формулам, то окажется, что наилучшим решением будет подача однорядной системы струй из малого числа газовых отверстий (от 12 до 6) на коллектор. В ряде случаев при центральной и периферийной подачах предпочтительнее применять подачу струй из отверстий двух размеров, в частности: при подаче части воздуха по центру горелки, при отсутствии крутки потока, при малом радиусе горелки, при большой выходной скорости воздуха, при низкой температуре подогрева, а также при сжигании газов с низкой теплотой сгорания. Двухрядная подача струй применяется, когда по расчету затруднительно обеспечить удовлетворительное распределение газовых струй в воздушном потоке однорядной системой.

Горелка с амбразурой цилиндрической формы, при любой крутке воздушного потока. Задаются распределением газовых струй с большим расходом воздуха, чем при внутреннем смесеобразовании — от 70 до 100%. По графику рис. 5.16, а

$$\frac{r}{r_0} \approx 0,78 \div 1,0; \quad r = r_0 (0,78 \div 1,0).$$

Максимальная глубина проникновения струй, выходящих из центрального коллектора радиусом $r_{\text{вн}} = 0,2r_0$ в воздушный поток,

$$h_{1 \max} \approx (0,78 \div 1,0) r_0 - r_{\text{вн}} = (0,78 \div 1,0) r_0 - 2r_0 \approx (0,58 \div 0,80) r_0. \quad (5.67)$$

Глубина проникновения центральных струй в поток

$$h_1 \approx \frac{h_{1 \max}}{1,375} \approx \frac{(0,58 \div 0,8)}{1,375} r_0 \approx (0,42 \div 0,58) r_0. \quad (5.68)$$

Радиусы r_1 и r_2 , на которых разместятся струи в потоке,

$$r_1 \approx r_{\text{вн}} + h_1 \approx 0,2r_0 + (0,42 \div 0,58) r_0 \approx (0,62 \div 0,78) r_0. \quad (5.69)$$

Горелка с амбразурой кольцевой формы при любой крутке воздушного потока. Задаем более узким интервалом по глубине проникновения центральных струй, распределяя их в расходе воздуха от 70 до 100%. Тогда по графику (рис. 5.16, а)

$$\frac{A'}{A} \approx 0,80 \div 1,0; \quad A' \approx (0,80 \div 1,0) A.$$

Максимальная глубина проникновения струй

$$h_{1 \max} \approx (0,80 \div 1,0) A. \quad (5.70)$$

Глубина проникновения центральных струй в поток

$$h_1 = \frac{h_{1 \max}}{1,375} \approx \frac{(0,80 \div 1,0)}{1,375} A \approx (0,58 \div 0,72) A. \quad (5.71)$$

Радиус r_1 , на котором разместятся струи в потоке,

$$r_1 = h_1 + r_k = (0,58 \div 0,72) A + r_k, \quad (5.72)$$

где r_k — радиус канала аэросмеси, пройдя который, струи попадают в воздушный поток.

Горелка с амбразурой цилиндрической и кольцевой форм раскрывающихся под разным углом, при любой крутке воздушного потока. Задаемся еще более узким интервалом по глубине проникновения струй, распределяя последние в расходе воздуха от 80 до 100%. Тогда по графику рис. 5.16:

при цилиндрической амбразуре

$$\frac{r}{r_0} \approx 0,9 \div 1,0; \quad r = (0,9 \div 1,0) r_0;$$

при кольцевой амбразуре

$$\frac{A'}{A} \approx 0,93 \div 1,0; \quad A' = (0,93 \div 1,0) A.$$

Максимальная глубина проникновения струй:
при цилиндрической амбразуре

$$h_{1 \max} \approx (0,9 \div 1,0) r_0 - r_{\text{вн}} \approx (0,9 \div 1,0) r_0 - 0,2 r_0 \approx (0,7 \div 0,8) r_0; \quad (5.73)$$

при кольцевой амбразуре

$$\frac{A'}{A} \approx (0,93 \div 1,0); \quad A' = (0,93 \div 1,0) A. \quad (5.74)$$

Глубина проникновения струй:
при цилиндрической амбразуре

$$h_1 = \frac{h_{1 \max}}{1,375} \approx \frac{(0,7 \div 0,8) r_0}{1,375} (0,51 \div 0,58) r_0; \quad (5.75)$$

при кольцевой амбразуре

$$h_1 = \frac{h_{1 \max}}{1,375} \approx \frac{(0,93 \div 1,0) A}{1,375} \approx (0,67 \div 0,72) A. \quad (5.76)$$

Радиус r_1 , на котором разместятся струи в потоке:
при цилиндрической амбразуре

$$r_1 = h_1 + r_{\text{вн}} \approx (0,51 \div 0,58) r_0 + 0,2 r_0 \approx (0,71 \div 0,78) r_0; \quad (5.77)$$

при кольцевой амбразуре

$$r_1 = h_1 + r_k \approx (0,67 \div 0,72) A + r_k. \quad (5.78)$$

Приведенные рекомендации не следует принимать как неизменные. В настоящее время эти рекомендации пока позволяют выбирать средние

значения глубин проникновения струй и выдерживать при создании новых и усовершенствовании существующих газогорелочных устройств единообразие подхода. Последнее дает возможность сопоставлять материалы о работе рассчитанных газогорелочных устройств на промышленных установках.

Подчеркнем лишь, что в этих рекомендациях увеличен процент воздуха, в котором распределяются струи внутри горелки. Если имеются высокий подогрев воздуха и опасность выгорания газогорелочных устройств, то из рекомендуемых величин глубин проникновения следует принимать не большие, а меньшие значения.

Когда требуется сжечь холодный газ с неподогретым воздухом с большими теплонапряжениями (200 тыс. ккал/м³·ч и более) и в коротком факеле, то из рекомендуемых величин следует принимать верхние пределы.

Для удобства пользования рекомендуемые значения сведены в табл. 5.1.

Для читателя, уже освоившего основные принципы изложенного выше метода расчета, нет смысла повторять метод расчета в отдельности для каждого типа газогорелочного устройства. Приведем лишь некоторые особенности, которые следует учитывать при расчетах.

Порядок расчета следующий.

1. По табл. 5.1 задаются глубинами проникновения струй и определяют радиусы, на которых предполагается разместить струи.

2. Задаются выходной скоростью газа (можно задаваться диаметром отверстия). В зависимости от производительности горелки (от ее линейных размеров) выходная скорость газовых струй может изменяться в широких пределах (от 50 до 250 м/сек). Следует учитывать необходимость сжигания газа в коротком или длинном факеле. Укорочению факела способствует уменьшение начального размера отверстий газовыпускных струй и повышение выходной скорости газа. Для горелок с выходом газа внутри амбразуры наиболее часто принимается скорость v в пределах 60—100—150 м/сек; меньшие значения — для длинного факела, большие — для короткого. Для длинного факела желательна одпорядная подача газовых струй. В горелках с центральной подачей газа на выходе из амбразуры скорость газа тем больше, чем больше диаметр амбразуры. Так, в горелках с расширяющимися амбразами скорость газа может достигать до 150—250 м/сек при 6—8 газовыпускных отверстиях.

3. По выбранной выходной скорости газа (скорость воздуха в комбинированных горелках задана условиями сжигания основного топлива) по формуле (5.12) определяют общую площадь отверстий для выхода газа.

4. По площади и диаметрам газовыпускных отверстий определяют их число. Принимают такое число малых отверстий в ряду, чтобы обеспечить струям развитие без слияния. Возможно увеличение их диаметра, но так, чтобы глубина проникновения струй не превышала максимальных значений, рекомендуемых в табл. 5.1. При обычных размерах газовых коллекторов ($d_k \approx 203$ мм) не рекомендуется, чтобы горелки, применяемые в котельных, имели свыше 10—12 отверстий большого диаметра

Таблица 5.1

Рекомендуемые значения глубин проникновения струй
в газомазутных и пылегазовых горелках

Форма сечения воздушного канала	Угол крутки воздушного потока	Рекомендуемые значения глубин проникновения газовых струй h_2 и h_1 в воздушном потоке	Рекомендуемые радиусы центров газовых струй в сечении воздушного потока
Периферийная подача в глубине амбразуры			
Кольцевое сечение шириной A $r/r_0 \approx 0,4 \div 0,6$	0	$h_{2\max} \approx (0,18 \div 0,30) A$ $h_{1\max} \approx (0,40 \div 0,70) A$ $h_2 \approx (0,13 \div 0,22) A$ $h_1 \approx (0,29 \div 0,51) A$	$r_2 \approx r_0 - h_2 \approx$ $\approx r_0 - (0,13 \div 0,22) A$ $r_1 \approx r_0 - h_1 \approx$ $\approx r_0 - (0,29 \div 0,51) A$
	$30^\circ < \beta < 60^\circ$	$h_{2\max} \approx (0,15 \div 0,20) A$ $h_{1\max} \approx (0,30 \div 0,55) A$ $h_2 \approx (0,11 \div 0,14) A$ $h_1 \approx (0,22 \div 0,40) A$	$r_2 \approx r_0 - h_2 \approx$ $\approx r_0 - (0,11 \div 0,14) A$ $r_1 \approx r_0 - h_1 \approx$ $\approx r_0 - (0,22 \div 0,40) A$
Цилиндрическое сечение	0	$h_{2\max} \approx (0,17 \div 0,25) r_0$ $h_{1\max} \approx (0,30 \div 0,65) r_0$ $h_2 \approx (0,12 \div 0,18) r_0$ $h_1 \approx (0,22 \div 0,47) r_0$	$r_2 \approx r_0 - h_2 \approx$ $\approx (0,88 \div 0,82) r_0$ $r_1 \approx r_0 - h_1 \approx$ $\approx (0,78 \div 0,53) r_0$
	$30^\circ < \beta < 60^\circ$	$h_{2\max} \approx (0,15 \div 0,22) r_0$ $h_{1\max} \approx (0,27 \div 0,48) r_0$ $h_2 \approx (0,11 \div 0,16) r_0$ $h_1 \approx (0,20 \div 0,35) r_0$	$r_2 \approx r_0 - h_2 \approx$ $\approx (0,89 \div 0,84) r_0$ $r_1 \approx r_0 - h_1 \approx$ $\approx (0,80 \div 0,65) r_0$

Центральная подача газа в глубине амбразуры

Кольцевое сечение шириной A $r_k/r_0 \geq 0,4$	0	$h_{2\max} \approx (0,23 \div 0,35) A$ $h_{1\max} \approx (0,55 \div 0,80) A$ $h_2 \approx (0,17 \div 0,25) A$ $h_1 \approx (0,4 \div 0,58) A$	$r_2 \approx (0,17 \div 0,25) A + r_k$ $r_1 \approx (0,4 \div 0,58) A + r_k$
	$30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$	$h_{2\max} \approx (0,23 \div 0,35) A$ $h_{1\max} \approx (0,6 \div 0,80) A$ $h_2 \approx (0,17 \div 0,25) A$ $h_1 \approx (0,43 \div 0,58) A$	$r_2 \approx (0,17 \div 0,25) A + r_k$ $r_1 \approx (0,43 \div 0,58) A + r_k$
Цилиндрическое сечение $r_{\text{вн}}/r_0 < 0,4$	0	$h_{2\max} \approx (0,2 \div 0,35) r_0$ $h_{1\max} \approx (0,5 \div 0,65) r_0$ $h_2 \approx (0,14 \div 0,25) r_0$ $h_1 \approx (0,36 \div 0,47) r_0$	$r_2 \approx (0,2 r_0 + h_2) \approx$ $\approx r_{\text{вн}} + h_2 \approx (0,34 \div 0,49) r_0$ $r_1 \approx r_{\text{вн}} + h_1 \approx$ $\approx (0,56 \div 0,67) r_0$
	$30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$	$h_{2\max} \approx (0,2 \div 0,35) r_0$ $h_{1\max} \approx (0,6 \div 0,70) r_0$ $h_2 \approx (0,14 \div 0,25) r_0$ $h_1 \approx (0,43 \div 0,51) r_0$	$r_2 \approx (0,2 r_0 + h_2)$ $r_2 \approx (0,34 \div 0,45) r_0$ $r_1 \approx (0,63 \div 0,71) r_0$

Продолжение табл. 5.1

Форма сечения воздушного канала	Угол крутки воздушного потока	Рекомендуемые значения глубин проникновения газовых струй h_2 и h_1 в воздушном потоке	Рекомендуемые радиусы центров газовых струй в сечении воздушного потока
------------------------------------	-------------------------------------	---	---

Центральная подача газа на выходе из амбразуры

Амбразура цилиндрической формы	$0^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$	$h_{1\max} \approx (0,58 \div 0,8) r_0$ $h_1 \approx (0,42 \div 0,58) r_0$ $h_1 = 6 \div 12$ отверстий	$r_1 \approx (0,42 \div 0,58) r_0 + r_{\text{вн}}$ если $r_{\text{вн}} \approx 0,2 r_0$, то $r_1 \approx (0,62 \div 0,78) r_0$
Амбразура кольцевой формы	$0^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$	$h_{1\max} \approx (0,8 \div 1,0) A$ $h_1 \approx (0,58 \div 0,72) A$ $h_1 = 6 \div 12$ отверстий	$r_1 \approx (0,58 \div 0,72) A + r_k$
Амбразура, раскрывающаяся под углом: а) цилиндрическая б) кольцевая	$0^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$	а) $h_{1\max} \approx (0,7 \div 0,8) r_0$ $h_1 \approx (0,51 \div 0,58) r_0$ б) $h_{1\max} \approx (0,93 \div 1,0) A$ $h_1 \approx (0,67 \div 0,72) A$ $h_1 = 6 \div 12$ отверстий	а) $r_1 \approx (0,51 \div 0,58) r_0 + r_{\text{вн}}$ или $r_1 \approx (0,71 \div 0,78) r_0$ б) $r_1 \approx (0,67 \div 0,72) A + r_k$

и свыше 10—12 отверстий малого диаметра. При однорядной системе больших отверстий следует ограничиться 6—12 отверстиями, в особенности при внешнем смесеобразовании (на выходе из амбразуры).

5. По вычисленному диаметру больших и малых струй определяют их глубину проникновения в поток по формулам (4.14в) или (4.14г). Если глубина окажется меньше рекомендуемой табл. 5.1 допускаемой величины, но все же не намного (около 20% абсолютных), и струи распределяются с зазорами, что проверяется по графику рис. 5.3, то с принятыми в расчете величинами можно согласиться.

Если же рассчитанная величина глубины проникновения окажется больше рекомендуемой в табл. 5.1, то увеличивают число струй в допустимых пределах и соответственно уменьшают диаметр отверстий. Если же глубина проникновения в поток струй существенно меньше допустимой, то число струй уменьшают до 8—6. Дальнейшее увеличение h возможно за счет надставки на коллекторе газовых наконечников. Если это невозможно, то придется согласиться с ведением процесса сжигания газа при меньшей глубине и, следовательно, в более длинном факеле при повышенных избытках воздуха или применять дополнительно периферийную подачу газа.

6. После выбора числа и диаметра отверстий малого диаметра, уточняют глубины проникновения струй и значения r_1 и r_2 , на которых размещаются струи в потоке воздуха.

7. Определяют абсолютный и относительный шаг между струями в потоке по формулам (4.30) и (4.31).

Между отверстиями большого размера

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{n}; \quad t_2 = \frac{\pi D_2}{n_2};$$

$$\frac{t_1}{D_{c1}} = \frac{\pi D_1}{n_1 D_{c1}}; \quad \frac{t_2}{D_{c2}} = \frac{\pi D_2}{n_2 D_{c2}},$$

где $D_1 = 2r_1$, а $D_2 = 2r_2$.

8. Определяют диаметры струй в потоке по формуле (4.24)

$$D_{c1} = 0,75h_1; \quad D_{c2} = 0,75h_2.$$

9. Строят график распределения струй в потоке. Он имеет такой, к примеру, вид, как на рис. 5.17, а. В случае удовлетворительного распределения на этом расчет горелки заканчивается.

При расчете горелки, имеющей канал квадратной или прямоугольной формы, с центральной подачей газа несколько изменяется только размер отверстий для струй газа, направленных по диагонали поперечного сечения канала. Это можно заметить по размеру струй в потоке на рис. 5.17, б и в. В направлении углов канала глубина проникновения струй может быть несколько увеличена, но не должна превышать границ канала. В прямоугольном сечении с соотношением сторон 1:2 и больше целесообразно устанавливать два и более коллекторов.

Рис. 5.17. Распределение струй газа в прямоточном потоке воздуха в горелках различной формы с центральной подачей газа.

а — в канале круглой формы; б — в канале квадратной формы; в — в канале прямоугольной формы.

Сложный характер развития струй в закрученном потоке к настоящему времени исследован только при подаче струй с периферии в закрученный поток, созданный осевым закручивателем. Опыты подтвердили, что действительная скорость воздуха в горелке с учетом движения его по спирали с углом подъема β может определяться из выражения

$$v_v = \frac{v_{\text{расх}}}{\sin \beta}. \quad (5.79)$$

В опытах, проведенных в Институте термофизики и электрификации АН ЭССР на экспериментальной установке, поток имел угол β , равный 30,

45 и 60°. При подстановке величины v_v , рассчитанной по формуле (5.79), в формулу (4.14г) получали значения глубин проникновения периферийных струй, соответствующие или близкие к опытным данным. Это позволяет считать, что у периферии горелки фактическая скорость потока перед плоскостью выдачи струй близка к расчетной по формуле 5.79. Дальнейшие исследования по развитию струй в потоке с разными конструкциями закручивающих устройств позволят учесть особенности создаваемых ими скоростных полей.

Струи, выходящие из центра к периферии, на некотором участке не испытывают действия потока, так как в центральной области горелки скорость потока мала, и даже могут иметь обратное направление. По мере приближения к периферии скорость потока медленно увеличивается и вблизи периферии принимает максимальное значение. В этих условиях при ограничении верхней границы струй ($h_{\text{max}} \approx 0,7r_0$) следует принять действительную скорость потока, действующую на струю, равную примерно средней скорости, а не $1,5v_{\text{ср}}$, как мы предлагали принимать ранее [72]. Это уточнение основано на опытных данных при проверке горелки ТКЗ, установленной на ТЭЦ ВТИ.

В настоящее время проводятся опыты для проверки этого положения, которые позволят уточнить закономерность развития центральных струй в прямом и закрученном ограниченном потоке.

Метод расчета горелок с центральной подачей газа в закрученный поток воздуха в глубине амбразуры цилиндрической формы ничем не отличается от расчета горелок с прямоточным потоком воздуха. Опыт показывает, что рассчитанные по этому методу комбинированные газомазутные горелки обеспечивают сжигание газа в коротком факеле. Можно надеяться, что в ближайшие годы этот тип газогорелочного устройства с центральной подачей газа на выходе станет наиболее распространенным для всех газомазутных котлов.

Наличие по оси горелки центральной трубы позволяет ввести через нее газовый коллектор и таким простым способом превратить пылевую горелку в комбинированную пылегазовую. При этом газовые струи радиально подаются в поток из центрального газового коллектора, расположенного по оси горелки (коллектор может быть легко заменен при его обгорании).

В горелках с амбразурой кольцевой формы струи первоначально проходят по радиусу центральной трубы, затем пересекают канал первичного воздуха (откуда подается примерно 5% воздуха для охлаждения канала) и только после этого попадают в кольцевое сечение, по которому проходит основной поток воздуха.

Результаты многочисленных испытаний котлов, оборудованных такими горелками, показали, что при их работе наблюдается химическая неполнота сгорания даже при сравнительно больших значениях коэффициента избытка воздуха. В ряде случаев пламя затягивалось в конвективный пучок и даже в пароперегреватель.

Неудовлетворительная работа этих горелок на котлах различных конструкций может быть легко исправлена улучшением распределения газа в потоке воздуха, проходящего по сравнительно узкому кольцевому сечению вдали от места выхода газа. Неудовлетворительное распределение газа вызвано подачей его большим числом струй малого размера, сливающихся между собой. Неправильное распределение газа имеет место и в случае, когда газ выходит из большого числа отверстий большого размера, расположенных даже в один ряд на газовом коллекторе, но с малым шагом. Например, подача газа из центрального газового коллектора (обычно диаметром 150—200 мм) более чем через 12 отверстий в ряду приводит к их сливанию.

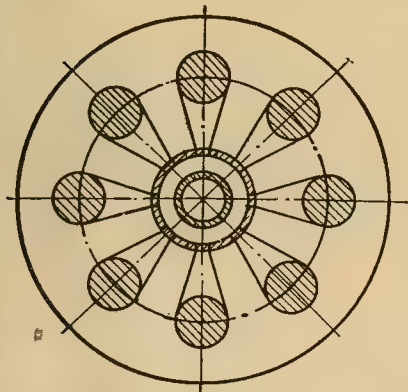


Рис. 5.18. Распределение струй газа в закрученном потоке воздуха в горелке с центральной подачей газа в глубину амбразуры.

Поэтому правильным решением при реконструкции таких горелок в комбинированные будет организация выхода газа с повышенной скоростью через малое число отверстий большого размера, размещенных в один ряд.

Вместо 100, 50 или 24 отверстий, применяемых в таких горелках, нами предлагается применять 6, 8 или 10 отверстий и реже 12. Для примера на рис. 5.18 приведено распределение 8 струй в газомазутной горелке типа ТКЗ.

При этом еще раз подчеркиваем, что ни скорость, ни диаметр отверстия каждый в отдельности не определяют успеха в распределении струй. Значение имеет лишь равномерное распределение струй в воздушном потоке.

Особенно неблагоприятны условия для перевода на газ горелок с раскрытыми амбразурами. Связано это с увеличением расстояния между газовым коллектором и расходящимся под большим углом сравнительно узким потоком воздуха. Поэтому в горелках с расходящимися под углом амбразурами при сжигании природного газа с $Q_H^p = 9000 \text{ ккал/м}^3$ рекомендуется применять на центральном газовом коллекторе 6—8 отверстий, при сжигании газа с $Q_H^p = 5000 \text{ ккал/м}^3$ 8—10 отверстий и при сжигании газа с $Q_H^p = 3000 \text{ ккал/м}^3$ 10—12 отверстий. В горелках с цилиндрическими амбразурами при сжигании природного газа можно применять от 8 до 12 отверстий большого размера.

При расчете глубины проникновения струй h в поток воздуха не нужно вводить коэффициент η , так как поток не ограничен стенками. Кроме того, величины h_1 отсчитываются от внутренней кромки кольцевого сечения канала первичного воздуха радиусом r_k , а не от внутреннего коллектора. Расстояние до внутренней кромки от внешней поверхности

центрального газового коллектора в расчете не учитывается, так как на этом пути струя развивается как свободная и на нее поток не воздействует. Хотя скорость струи на этом участке несколько снижается, однако

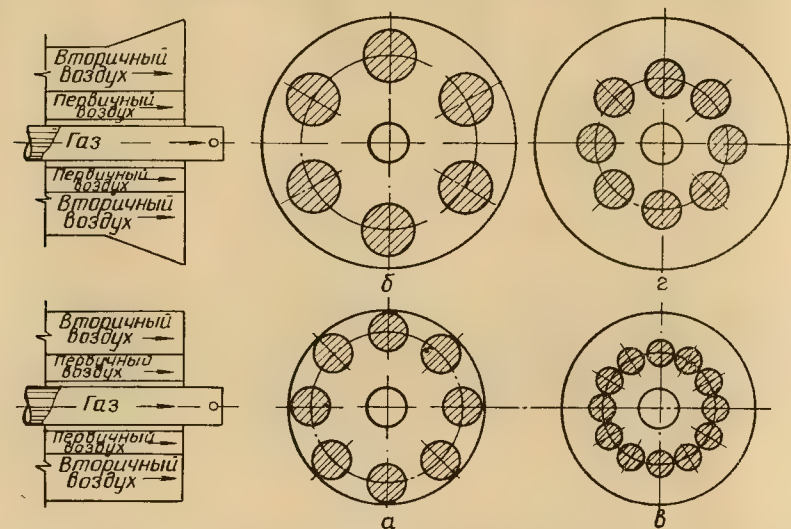


Рис. 5.19. Распределение струй газа в закрученном потоке воздуха на выходе из амбразур различной формы.

а — при несветящемся пламени и цилиндрической амбразуре; б — при несветящемся пламени и расширяющейся амбразуре; в — при светящемся факеле и цилиндрической амбразуре; г — при светящемся пламени и расширяющейся амбразуре.

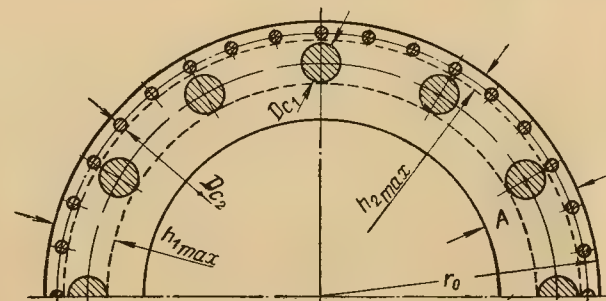


Рис. 5.20. Распределение струй газа в прямоточном потоке воздуха в кольцевом сечении горелки при периферийной подаче газа из отверстий двух размеров.

за счет небольшого расширения растет ее диаметр, поэтому можно принять, по-видимому, что струя как бы развивается в потоке, только начиная с внутренней кромки кольцевого сечения радиусом r_k .

При расчете распределения струй в кольцевом сечении величина h_1 приравнивается расстоянию A' , отсчитываемому от внутренней поверхности кольцевого сечения канала радиусом r_k до окружности, ограничивающей половину или более площади кольцевого сечения. По графику рис. 5.16, а при центральной подаче газа половина площади кольцевого сечения (при $F/F_0 = 0,5$, кривая 2) соответствует $A'/A = 0,58$. Следовательно, глубина проникновения струй должна быть равна или больше этого расстояния (см. табл. 5.1).

При раскрывающихся под разными углами амбразурах глубина проникновения струй должна быть еще больше, так что максимальная глубина проникновения струй при оптимальном распределении может равняться 90% радиуса раскрывшей амбразуры (см. табл. 5.1). Обычно этого трудно достигнуть даже при шести струях, поданных с большой скоростью.

Желательно, чтобы в результате расчета горелок с центральной подачей газа при однородной системе отверстий на выходе из амбразуры в закрученный поток воздуха струи распределялись примерно так, как показано на рис. 5.19. Примерное распреде-

ление периферийных струй газа в кольцевом сечении в прямоточном потоке воздуха приведено на рис. 5.20, а в закрученном потоке в цилиндрическом сечении — на рис. 21.

РАСЧЕТ КРУГЛЫХ ГОРЕЛОК С ДВУСТОРОННЕЙ ПОДАЧЕЙ ГАЗА

Как известно, при закрученном потоке воздуха в приосевой области горелки возможно образование зоны разрежения с возвратом из топки продуктов сгорания. В этих условиях подача газа с центра приведет к мгновенному его воспламенению и преждевременному выходу из строя горелки. Поэтому двустороннюю подачу газа можно рекомендовать только в горелках, в которых нет возвратных потоков из топки или приняты специальные меры по распределению газа вне зоны возвратного потока.

Расчет круглой горелки с прямоточным потоком воздуха в кольцевом ее сечении при отпущении внутреннего диаметра как наружному r_k/r_0 , изменяющемуся в пределах 0,4—0,6.

1. В кольцевом сечении канала воздушного потока, заключенного между наружной окружностью радиусом r_0 и внутренним радиусом r_k (рис. 5.22), проводят еще четыре окружности, на которых предполагается

по расчету разместить струи. На двух окружностях малых радиусов размещаются струи, выходящие с центра, а на двух окружностях больших радиусов — струи, выходящие с периферии.

Диаметры отверстий выбирают из условия распределения струй в потоке с зазорами во избежание их слияния.

2. Определяют ширину кольцевого канала воздушного потока:

$$A = r_0 - r_k. \quad (5.80)$$

3. Кольцевое сечение делят осевой линией, проходящей по центру, на две части, неравные по площади; внешняя часть кольцевого сечения

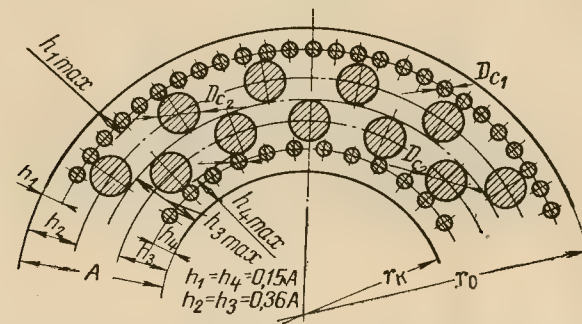


Рис. 5.22. Распределение струй в прямоточном потоке воздуха в кольцевом сечении горелки с двусторонней подачей газа с периферии и с центра.

должна быть примерно равна 60%, а нижняя — 40% общей площади кольца. При равном скоростном поле можно принять, что распределение площадей примерно соответствует проходящим через них расходам воздуха. Поэтому общий расход газа распределяется на два коллектора в пропорции: 60% для подачи с периферии и 40% — с центра.

4. Исходя из условия развития струй без слияния и руководствуясь графиком на рис. 5.16, а, рекомендуется подавать газ на каждую окружность, начиная от периферии к центру, в следующих долях от общего расхода: 20, 40, 30 и 10%.

5. Определяют глубины проникновения струй газа в поток воздуха по формулам

$$\begin{aligned} h_1 &= h_4 \leq 0,15A, \\ h_2 &= h_3 \leq 0,35A, \\ h_{1\max} &= h_{4\max} \leq 0,20A, \\ h_{2\max} &= h_{3\max} \leq 0,5A. \end{aligned} \quad (5.81)$$

Значения этих глубин отложены на графике распределения струй в потоке (рис. 5.22).

6. Задаваясь скоростью газа не менее 120 м/сек (из-за больших размеров горелки) и значением $k_s = 1,60$, определяют диаметры отверстий для выхода газа по формуле (4.23г).

Принимаются отверстия двух размеров, одинаковые со стороны периферийной и внутренней поверхностей газовых камер.

7. Определяют общую площадь F_r отверстий для выхода газа по формуле (5.12).

8. В соответствии с принятым распределением газа площадь газоразрывных отверстий распределяется между струями больших и малых размеров согласно п. 4 расчета.

Со стороны наружной поверхности:

площадь малых отверстий $F_1 = 0,2F_r$;

площадь больших отверстий $F_2 = 0,4F_r$.

Со стороны внутренней поверхности:

площадь больших отверстий $F_3 = 0,3F_r$;

площадь малых отверстий $F_4 = 0,4F_r$.

9. Определяют число отверстий для струй на поверхностях газовых камер.

Со стороны наружной поверхности

$$n_1 = \frac{F_1}{f_1}, \quad n_2 = \frac{F_2}{f_2},$$

где f_1 и f_2 — площади соответственно малого и большого отверстий, одинаковые или разные с наружной и внутренней поверхностей кольцевого сечения.

На внутренней поверхности при одинаковых размерах отверстий с периферийными

$$n_3 = \frac{F_3}{f_3}, \quad n_4 = \frac{F_4}{f_4}.$$

Число отверстий округляют в большую сторону до целых значений.

10. Определяют абсолютный и относительный шаги между отверстиями для струй по формулам (4.26) и (4.27).

Между отверстиями на наружной поверхности

$$s_1 = \frac{\pi D_n}{n_1}, \quad \frac{s_1}{d_1} = \frac{\pi D_n}{n_1 d_1};$$

$$s_2 = \frac{\pi D_n}{n_2}, \quad \frac{s_2}{d_2} = \frac{\pi D_n}{n_2 d_2}.$$

Между отверстиями на внутренней поверхности

$$s_3 = \frac{\pi D_k}{n_3}, \quad s_3/d_2 = \frac{\pi D_k}{n_3 d_2};$$

$$s_4 = \frac{\pi D_k}{n_4}, \quad s_4/d_1 = \frac{\pi D_k}{n_4 d_1}.$$

По значениям относительных шагов между отверстиями согласно графику (см. рис. 4.19) уточняют величины коэффициента пропорциональности k_s , и если обнаружатся существенные расхождения, то пересчитывают значения глубин проникновения струй.

11. Определяют диаметры струй в потоке по формуле (4.24).

12. В соответствии с приведенными выше и уточненными значениями глубин проникновения струй в поток можно определить радиусы окружностей, на которых намечается распределить струи в потоке воздуха в кольцевом сечении горелки

$$r_1 = r_0 - h_1;$$

$$r_2 = r_0 - h_2;$$

$$r_3 = r_k + h_3;$$

$$r_4 = r_k + h_4.$$

13. Определяют абсолютный и относительный шаги между струями в потоке по формулам (4.30) и (4.31), в которых диаметр должен быть заменен на удвоенный радиус.

Полученная по расчету схема распределения струй газа в потоке воздуха приведена на рис. 5.22.

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА РАСЧЕТА

Для установления причин неудовлетворительной работы горелки надо по приведенному методу расчета определить, как распределяются струи газа в поперечном потоке воздуха в горелке.

Рассмотрим некоторые конструкции горелок, начиная с горелки с центральной подачей газа в амбразуру, аналогичной изображенной на рис. 2.54, с той только разницей, что на внутренней трубе имеется обечайка наружного диаметра 480 мм. Зазор между обечайкой и трубой используется для создания газовой камеры.

Производительность горелки 2500 м³/ч, расход воздуха 26 000 м³/ч, температура воздуха 270° С. Газ из 600 отверстий диаметром 5 мм, расположенных в шесть рядов по трубе (обечайке) диаметром $D_k = 480$ мм (100 отверстий в ряду), входит со скоростью 60 м/сек в воздушный поток (в амбразуре с диаметром в месте выхода газа 900 мм), имеющий среднюю скорость около 27 м/сек.

Для удобства расчетов примем отношение плотностей газа и воздуха для всех расчетов, где нет данных, равным 1,02.

Абсолютный и относительный шаги между отверстиями в ряду могут быть определены по формулам (4.26) и (4.27)

$$s = \frac{\pi D_k}{n} = \frac{3,14 \cdot 480}{100} = 15,1 \text{ мм}$$

$$s/d = \frac{15,1}{5} \approx 3,0$$

Определим глубину проникновения струй газа в поток воздуха по формуле (4.14г)

$$h = \frac{k_s dv_r k_\alpha}{\eta \sqrt{\mu} v_b} \sqrt{\frac{\rho_r}{\rho_b}} = \frac{1,65 \cdot 5 \cdot 60}{0,06 \sqrt{0,62} 27} \sqrt{1,02} \approx 22,2 \text{ мм.}$$

k_α для данного случая ($\alpha = 90^\circ$) равен 1.

Расчет показывает, что струи газа входят в воздушный поток на недостаточную глубину, так как почти во всей ширине кольца размером $A = 210$ мм проходит воздух, а газ занимает лишь узкую полосу (вблизи центральной трубы) шириной 30—40 мм. Размещение отверстий с малым шагом (в три калибра) приводит к слиянию струй на выходе из отверстий и образованию «пелены» газа вокруг центральной трубы.

По графику (рис. 5.16, а) при $A'/A \approx 40/210 \approx 0,19$ можно определить, что струи распределяются примерно в 15% воздуха. Поэтому не приходится удивляться, что такое неудачное распределение газа в воздухе приводило к образованию в топке светящегося факела пламени длиной почти 8 м. При этом потери тепла от химической неполноты сгорания составляли примерно 7—15% в диапазоне коэффициентов избытка воздуха в горелке α' от 1,25 до 1,0.

Рассматриваемую горелку не имеет смысла пересчитывать, так как центральная подача газа в глубину амбразуры в комбинированной пылегазовой горелке при создании хорошего предварительного смешения приведет к преждевременному воспламенению газа и выходу горелки из строя. Горелка в данном исполнении явно не отвечает условиям обеспечения надежной работы.

Рассмотрим горелку с центральной подачей газа на выходе из амбразуры (см. рис. 2.60). По результатам различных испытаний этих и аналогичных горелок с центральной подачей газа не удавалось избежать потерь тепла от химической неполноты сгорания при умеренных и даже высоких избытках воздуха. При этом испытания проводились с горелками, имеющими различные наконечники с отверстиями, разными по форме и размерам, с выходными скоростями от 40 до 200 м/сек [3, 4]. В опытах Южного отделения ОРГРЭС при использовании нашего метода удалось избежать потерь тепла от недожога при работе котла с горелками аналогичного типа.

Установим расчетом причины неудовлетворительной работы горелок [3, 4].

Производительность горелки (см. рис. 2.61) по газу 2400 м³/ч; в первом варианте газ подавался из центральной трубы с силаловым наконечником, на котором имелись 24 щели размером 10 × 45 мм, расположенные в один ряд под углом 20° к оси горелки, с шагом между отверстиями в 25,5 мм.

Определим эквивалентный диаметр струи, выходящей из щели, по формуле (4.7)

$$d_s = \sqrt{\frac{4f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(10 \cdot 45)}{3,14}} \approx 24 \text{ мм.}$$

Относительный шаг между отверстиями $s/d = 25,5/24 \approx 1,06$.

При столь малом относительном шаге струи сливаются в сплошную пелену и ни о какой глубине проникновения не может быть и речи, так как газ только отожмет поток воздуха. Для интереса определим по формуле (4.14г) глубину проникновения струй в поток воздуха при скорости газа 61,7 м/сек и средней скорости воздуха $v_b = 30$ м/сек, принимая по рис. 4.27 $k_s \approx 1,4$, поскольку число струй велико как минимальное значение по графику, в то время как по расчету по формуле (4.40) это значение будет еще меньше — 1,16.

Здесь, в отличие от предусмотренного случая, струи развиваются не в амбразуре, а на выходе из нее, поэтому в расчетную формулу коэффициент η не вводится

$$h = \frac{k_s d_s v_r}{\sqrt{\mu} v_b} \sqrt{\frac{\rho_r}{\rho_b}} = \frac{1,4 \cdot 24 \cdot 61,7}{\sqrt{0,62} \cdot 30} \sqrt{1,02} \approx 88,5 \text{ мм.}$$

Полученное значение h свидетельствует о том, что глубина проникновения газовых струй в воздушный поток явно недостаточна (см. рекомендации табл. 5.1).

Глубину проникновения струй газа в поток следует отсчитывать, как указывалось выше, не от места выхода, а от входа в поток воздуха, т. е. от внутренней поверхности кольцевой трубы (канала аэросмеси). С этого расстояния струи развиваются уже в поперечном потоке воздуха, выходящем из кольцевого сечения горелки шириной $A = 190 \text{ мм}$, определенного как $((900 - 520)/2)$. Максимальная глубина проникновения струй определяется по выражению (4.34) $h_{\max} = h + 0,375h = 88,5 + 0,375 \cdot 88,5 \approx 121,7 \text{ мм}$.

Причины неудовлетворительной организации горения заключаются в том, что по выходе из канала поток закрученного вторичного воздуха значительно расширяется и поэтому газовый поток входит в него на небольшую глубину. Количество воздуха, участвующего в перемешивании в устье горелки, недостаточно, так как основной поток (расход) его уходит у периферии горелки.

Кроме того, шаг между отверстиями настолько мал, что струи сразу же по выходе смешиваются не с воздухом, а между собой и сливаются в общую струю веерной формы, которая отжимает воздушный поток, а не углубляется в него. В результате начальное распределение газа фактически еще хуже, чем по расчету. Все это и привело к неудовлетворительному сжиганию газа с большими потерями тепла при длинном факеле, сильном дымлении котла и отложении углерода в устье горелок и в районе пароперегревателя.

Для улучшения работы горелок были заменены газовые наконечники. Новые наконечники имели 115 отверстий диаметром 7 мм, распределенных в пять рядов в шахматном порядке с шагом 20 мм между рядами. Суммарное сечение отверстий было уменьшено в 2,5 раза, при этом выходная расчетная скорость газа увеличилась до 150 м/сек. Благодаря перемычке между коробами горячего и первичного воздуха в топку через трубу аэросмеси пропускать небольшое количество воздуха при неработающих мельницах.

Проведенные после этой реконструкции испытания показали, что сжигание газа по-прежнему происходило неудовлетворительно. При нагрузке котла 150 т/ч пламя в топке было светящееся, плотное, языки пламени доходили до пароперегревателя. Потери тепла q_3 достигали 3% при $\alpha_{п,н} = 1,10 \div 1,16$. При увеличении $\alpha_{п,н}$ до 1,22 величина q_3 снижалась до 2,3%.

Проверим, подтверждает ли расчет неудовлетворительную работу реконструированной горелки и в чем ее причины.

Определим глубину проникновения струй газа в поток воздуха по формуле (4.14), принимая $k_s \approx 1,4$,

$$h = \frac{k_r d_r v_r}{\sqrt{\mu} v_b} \sqrt{\frac{\rho_r}{\rho_b}} \approx \frac{1,4 \cdot 7 \cdot 150}{\sqrt{0,62} \cdot 30} \sqrt{1,02} \approx 62,7 \text{ мм.}$$

Расчет показывает, что, несмотря на увеличенную почти в 2,5 раза скорость (150 м/сек), наконечник в данном исполнении не улучшил газораспределение. Глубина проникновения не только не увеличилась, но и даже несколько уменьшилась против первоначального варианта.

На основе этих испытаний горелки с центральной подачей газа были признаны неудовлетворительными и после капитального ремонта заменены горелками с периферийной подачей газа [25—27].

Покажем на примере расчета, как можно, используя данный метод расчета, исправить горелки с центральной подачей газа и исключить потери тепла от химической неполноты сгорания.

Расчет будем вести для двух случаев: при высоком давлении газа и при низком давлении газа.

В приводимых ниже двух примерах расчета горелок в соответствии с условиями используются в первом примере повышенные значения скорости $v_r \approx 150 \div 200 \text{ м/сек}$, а во втором — пониженные скорости $v_r \approx 40 \div 60 \text{ м/сек}$.

При скорости 150—200 м/сек согласно расчету можно организовать несветящийся факел пламени в топке, а при скорости 40—60 м/сек — светящийся (без потерь тепла от химической неполноты сгорания). Подчеркнем, что для теплообмена в топках паровых котлов из-за сравнительно низкой температуры экранных поверхностей не имеет существенного значения, сгорает ли газ в светящемся или несветящемся факеле; большее значение имеет длина факела.

ПРИМЕР РАСЧЕТА КОМБИНИРОВАННОЙ ПЫЛЕГАЗОВОЙ ГОРЕЛКИ С ЦЕНТРАЛЬНОЙ ПОДАЧЕЙ ГАЗА НА ВЫХОДЕ ИЗ АМБРАЗУРЫ

Исходные данные для расчета горелки (см. рис. 2.61): номинальная производительность горелки по газу 2400 м³/ч; природный газ Шебелинского месторождения $Q_H^p = 9050 \text{ ккал/м}^3$; расход воздуха $V = 26\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$; температура воздуха $t_b \approx 200^\circ \text{C}$; температура газа $t_r \approx 0^\circ \text{C}$; амбразура горелки кольцевой формы, $r_0 = 900/2 = 450 \text{ мм}$; $r_k = 520/2 = 260 \text{ мм}$; $A = 450 - 260 = 190 \text{ мм}$; расходная скорость воздуха в горелке

$$v_b = \frac{V_b}{F_{3600}} \cdot \frac{T + t_b}{T} = \frac{26\,000}{0,424 \cdot 3600} \cdot \frac{273 + 200}{273} \approx 29,5 \text{ м/сек,}$$

$$F = \frac{\pi}{4} (0,9^2 - 0,52^2) \approx 0,785 \cdot 0,54 \approx 0,424 \text{ м}^2;$$

действительная скорость воздуха на выходе из горелки с учетом движения его по спирали с углом подъема $\beta = 60^\circ$ определится по формуле (5.79)

$$v_v \approx \frac{v_{\text{расх}}}{\sin \beta} \approx \frac{29,5}{0,5} = 59 \text{ м/сек};$$

газовый наконечник имеет диаметр 200 мм; отношение плотностей газа и воздуха $\rho_r/\rho_v \approx 1,02$.

Расчет горелки при повышенной выходной скорости газа.

1. Принимаем в соответствии с рекомендацией $v_r = 150 \text{ м/сек}$.

2. Согласно табл. 5.1 для горелки с раскрывающейся амбразурой кольцевого сечения рекомендуется глубина проникновения

$$h_1 \approx (0,67 \div 0,72) A,$$

откуда

$$h_1 \approx (0,67 \div 0,72) 190 \approx 127 \div 137 \text{ мм.}$$

3. Рекомендуемое число газовыпускных отверстий 6—10.

4. По графику рис. 4.27 задаемся значением коэффициента $k_s \approx 1,50 \div 1,60$.

5. Задаваясь средним значением $h_1 \approx 132 \text{ мм}$ для условий истечения из отверстий в тонкой стенке в свободный поток по формуле (4.23д), определяем диаметр газовыпускных отверстий

$$d = \frac{\sqrt{\mu} h v_v}{k_s v_r} \sqrt{\frac{\rho_v}{\rho_r}} \approx \frac{\sqrt{0,62} \cdot 132 \cdot 59}{1,55 \cdot 150} \sqrt{\frac{1}{1,02}} \approx 26,2 \text{ мм.}$$

6. Определяем общую площадь отверстий для выхода газа

$$F_r = \frac{B_r 10^6}{v_r 3600} = \frac{2400 \cdot 10^6}{3600 \cdot 150} \approx 4450 \text{ мм}^2.$$

7. Определяем число газовыпускных отверстий

$$n = \frac{F_r}{f} \approx \frac{4450}{542} \approx 8,2,$$

где площадь одного отверстия

$$f = \frac{\pi d^2}{4} = 0,785 \cdot 26,2^2 = 542 \text{ мм}^2.$$

Округляем число отверстий и принимаем $n = 8$.

8. Определяем площадь отверстий при $n = 8$

$$f = \frac{F_r}{n} = \frac{4450}{8} \approx 556 \text{ мм}^2,$$

$$d_s = \sqrt{\frac{4f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 556}{3,14}} \approx 26,6 \text{ мм.}$$

Округляя, принимаем $d_s = 26,5 \text{ мм}$.

9. Уточняем значение глубины проникновения центральных струй по формуле (4.14г), но только исключая коэффициент стеснения η и полагая коэффициент $k_\alpha = 1$,

$$h = \frac{k_s d v_r}{\sqrt{\mu} v_v} \sqrt{\frac{\rho_r}{\rho_v}} \approx \frac{1,52 \cdot 26,5 \cdot 150}{\sqrt{0,62} \cdot 59} \sqrt{1,02} \approx 131 \text{ мм.}$$

По графику рис. 4.27 при $n = 8$ $k_s \approx 1,52$.

Получившаяся по расчету глубина проникновения струй $h \approx 131 \text{ мм}$ соответствует рекомендуемому для данной горелки пределу от 127 до 137 мм.

На поверхности газового коллектора с целью увеличения зазора между отверстиями последние обычно выполняют не круглыми, а в виде щелей прямоугольной формы, с отношением сторон от 1 : 5 до 1 : 3, размещенных под углом 60° к образующей газового коллектора.

10. Задаемся длиной щели 40 мм, тогда при площади отверстия

$$f = \frac{\pi d^2}{4} = 0,785 \cdot 26,5^2 = 552 \text{ мм}^2.$$

Ширина щели

$$b = \frac{F_0}{40} = \frac{552}{40} \approx 13,8 \text{ мм.}$$

При выходе струй с выпуклой стороны криволинейной поверхности большой кривизны значение имеет не столько шаг между отверстиями, сколько угол между расходящимися струями. Углы 60 и 45° , а в некоторых случаях 30° обеспечивают струям свободное развитие. В настоящее время проводятся исследования, уточняющие минимальное значение угла, при котором струи развиваются без слияния.

11. Определяем диаметр струй в потоке по формуле (4.24)

$$D_c = 0,75h \approx 0,75 \cdot 131 \approx 98,3 \text{ мм.}$$

12. Определяем по формуле (5.78) радиус окружности, на которой распределяются струи в потоке,

$$r_1 = r_k + h_1 \approx 260 + 131 \approx 391 \text{ мм.} \blacksquare$$

Здесь r_k — радиус окружности канала аэросмеси, минуя который, струи попадают в воздушный поток.

13. Определяем абсолютный и относительный шаги между струями в потоке по формулам (4.27) и (4.28)

$$t = \frac{\pi D_1}{n} = \frac{3,14 \cdot 2 \cdot 391}{8} \approx 305 \text{ мм};$$

$$\frac{t}{D_c} = \frac{305}{98,3} \approx 3,1.$$

Расчет показывает, что струи развиваются в потоке без слияния ($t/D_c > 1$) и распределены в нем достаточно равномерно.

Произведем расчет этой же горелки при малой скорости истечения для тех случаев, когда давление в магистрали не позволяет обеспечивать выходную скорость газа более 60 м/сек.

Расчет горелки (см. рис. 2.61) при пониженной скорости истечения газа.

Исходные данные для расчета горелки прежние.

1. Принимаем скорость истечения газа из отверстий $v_r = 50$ м/сек.

2. Принимаем минимальное (см. табл. 5.1) число отверстий $n = 6$.

Тогда по графику (рис. 4.27) коэффициент $k_s \approx 1,57$.

3. Руководствуясь данными табл. 5.1, задаемся теми же значениями глубины проникновения струй (127—137 мм).

4. Определяем диаметр отверстий по формуле (4.23д)

$$d = \frac{\sqrt{\mu} h v_r}{k_s v_r} \sqrt{\frac{\rho_v}{\rho_r}} \approx \frac{\sqrt{0,62} \cdot 127 \cdot 59}{1,57 \cdot 50} \sqrt{\frac{1}{1,02}} \approx 74,8 \text{ мм.}$$

5. Определяем общую площадь отверстий для выхода струй газа

$$F_r = \frac{B_r 10^6}{v_r 3600} = \frac{2400 \cdot 10^6}{3600 \cdot 50} = 13\,350 \text{ мм}^2.$$

6. Площадь одного отверстия

$$f = \frac{\pi d^2}{4} \approx 0,785 \cdot 74,8^2 \approx 4400 \text{ мм}^2.$$

7. Определяем число отверстий

$$n = \frac{F_r}{f} \approx \frac{13\,350}{4400} \approx 3.$$

Рекомендуется принимать на каждом центральном газовом коллекторе не менее 6 отверстий. Следовательно, при данной скорости газа нельзя обеспечить необходимой по расчету глубины проникновения струй в поток.

8. Определим диаметр газораспределительных отверстий, если принять в расчет 6 струй,

$$f = \frac{F_r}{n} = \frac{13\,350}{6} \approx 2220; \quad d = \sqrt{\frac{4f}{\pi}} \approx \sqrt{\frac{4 \cdot 2220}{3,14}} \approx 53 \text{ мм.}$$

9. Определим глубину проникновения струй в поток, используя формулу (4.14г), исключая при этом коэффициент стеснения η и полагая $k_\alpha = 1$,

$$h = \frac{k_s d v_r}{\sqrt{\mu} v_b} \sqrt{\frac{\rho_r}{\rho_b}} \approx \frac{1,57 \cdot 53 \cdot 50}{\sqrt{0,62} \cdot 59} \sqrt{1,02} \approx 90,5 \text{ мм.}$$

Как и следовало ожидать, глубина проникновения этих струй оказалась меньше рекомендуемой 127—137 мм.

При такой организации газораспределения факел пламени в топке будет светящимся и большой длины. Полное сжигание газа потребует подачи в топку избыточного воздуха. В этом случае также рекомендуется применять отверстия в виде щелей, наклоненных под углом 60° к образующей газового коллектора.

10. Определим по графику рис. 5.16, а количество воздуха, в котором распределятся струи газа в устье горелки

$$h_{\max} = 1,375h = 1,375 \cdot 90,5 \approx 124,5 \text{ мм,}$$

$$\frac{h_{\max}}{A} = \frac{124,5}{190} \approx 0,655; \quad \frac{A'}{A} = 0,655.$$

По рис. 5.16, а количество воздуха, в котором распределятся струи, составляет примерно 55%.

Приведенные расчеты показывают, что применение повышенных скоростей газа позволяет обеспечить сжигание газа с малыми избытками воздуха. При малых же скоростях истечения полное сжигание газа с помощью горелок с центральной подачей газа возможно лишь при повышенных избытках воздуха (говоря о скоростях, нельзя забывать, что руководствоваться всегда следует газораспределением в потоке воздуха).

В горелках диаметром до 900—950 мм можно применять скорость истечения $v_r \approx 100 \div 150$ м/сек, а при больших диаметрах горелок скорость истечения рекомендуется более 150 м/сек.

На материалах испытаний горелок с периферийной подачей газа в амбразуру нетрудно убедиться, что случаи неудовлетворительной их работы объясняются теми же причинами, что и в горелках с центральной подачей газа.

В высоких топочных камерах с двухъярусным расположением горелок недостатки начального распределения при избытках воздуха $\alpha'_t \geq 1,05$ могут быть в некоторых топках сглажены и устранены. Однако и в этих условиях задача полного сжигания газа при минимальных избытках воздуха $\alpha'_t \leq 1,05$ не всегда может быть достигнута, если не обеспечено начальное распределение газа в потоке воздуха, не говоря уже о трудностях регулирования температуры перегрева пара в газомазутных котлах.

Сколько бы горелок, характеризующихся неудовлетворительным процессом сжигания газа, не анализировать, расчет всегда показывает, что основной причиной появления недожога является неудачное начальное распределение газа в воздухе, приводящее в последующем к нарушению процесса перемешивания газа в пределах факела. Чем меньше путь факела в печи или топке и чем больше теплонапряжение камеры горения (в особенности, если оно выше на порядок по сравнению с теплонапряжением в существующих установках), тем более совершенную горячую смесь (уже не только по распределению, но и по смешению) должно обеспечивать горелочное устройство.

Попутно отметим, что, как это ни странно, в установках именно малых размеров, а не мощных топках к горелочным устройствам должны предъявляться более повышенные требования в отношении совершенства газораспределения. В небольших установках нашли широкое применение эжекционные горелки, обладающие наиболее совершенной подготовкой горючей смеси по сравнению с горелками с принудительной подачей воздуха. Теперь же на основе метода расчета можно создавать столь же совершенные по сжиганию газа горелки с принудительной подачей воздуха, но обладающие еще рядом дополнительных преимуществ, в частности, регулированием длины факела.

Возвращаясь к горелкам с периферийной подачей газа в амбразуру, отметим, что, используя наши рекомендации [70] по организации подачи струй газа разных диаметров, сотрудники кафедры котлостроения Харьковского политехнического института под руководством О. М. Рабиновича [142] совместно с коллективом ЦКБ Харьковэнерго провели большие исследовательские работы на котлах одной из электростанций Харьковэнерго, где в топках паровых котлов удалось снизить потери тепла от химической неполноты сгорания с 0,8 до 0,2—0,3%. В ходе этой работы были проверены наши рекомендации по увеличению глубины проникновения струй в поток воздуха. Опыты проводились с горелками, у которых для выхода газа были использованы газовыдающие трубки диаметром 10 мм различной длины, смонтированные над отверстиями для истечения газа. Это, конечно, не одно и то же, что подать газ струей, так как на своем пути в потоке воздуха струя уже значительно размывается воздушным потоком. Так, например, на расстоянии 8 калибров (трубка высотой 80 мм) струя сохранит примерно 10% газа на оси, а 90% газа уже успеет перемешаться с воздухом; на расстоянии 4 калибров (трубка высотой 40 мм) струя сохранит на оси приблизительно 30% газа, а 70% перемешается с воздухом. Кроме того, профиль скорости воздушного потока в горелке не равный, а изменяется по кривой, имеющей максимум у периферии и минимум в точке, не доходящей до внутренней трубы (из-за области обратных токов). Поэтому выдача газа из трубки в область меньших скоростей создает большее против расчета проникновение струй в зону малого расход. Отчасти из-за этого были получены несколько увеличенные потери тепла (в опытах с трубками) — с 0,3 до 0,6—0,8%.

В работе [142] были получены данные о том, что в таких горелках нет даже особой необходимости стремиться смешать газ с большим количеством воздуха. В основу сравнения различных типов газовых камер была положена максимальная глубина проникновения струй газа, подсчитанная по нашим рекомендациям. Результаты подсчетов, выполненных авторами работы, приведены на рис. 6.1 в виде зависимости q_3 от максимальной дальности струй, отнесенной к радиусу горелки. Пунктиром показана доля воздуха, проходящая в кольцевом сечении горелки, образованном радиусами r_0 и $(r_0 - h_{\max})$. Как видно из этой зависимости, минимальное значение q_3 получено на котлах № 5 и 8 при горелках с максимальным диаметром отверстий 10 мм при $h_{\max}/r_0 \approx 0,15$ (трубка дли-

ной 80 мм), но при этом относить $h_{\max}$ следует не к r_0 , а к величине A , равной ширине канала вторичного воздуха, как это сделано выше. Значение q_3 в этих горелках составляет в среднем 0,3%, несмотря на то, что через сечение, куда по расчету попадает газ, проходит только 40% всего воздуха (фактически же больше 50%, так как скоростное поле не равномерно по сечению, а имеет максимум у наружной стенки). В опытах с наибольшей относительной глубиной проникновения струй $h_{\max}/r_0 = 0,3$ (трубка длиной около 160 мм), по мнению авторов [142], должно было обеспечиться смешение газа с 65—70% воздуха (в соответствии с графиком, изображенным на рис. 6.1). В этих опытах были получены наинизшие

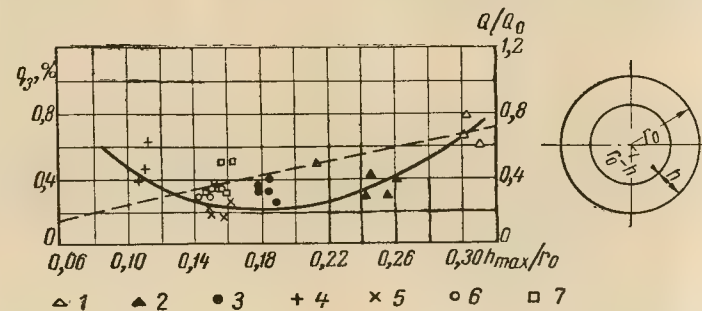


Рис. 6.1. Потери тепла от химической неполноты сгорания в зависимости от расчетной максимальной глубины проникновения струи в поток воздуха ($h_{\max}/r_0$) для испытанных паровых котлов высокого давления

1 — котел № 7 с трубками $d = 10$ мм, $l = 80$ мм; 2 — то же, но с $l = 40$ мм; 3 — котел № 6 с $d_{\max} = 11$ мм; 4 — котел № 8 с $d_{\max} = 5$ мм; 5 — котел № 8 с $d_{\max} = 10$ мм; 6 — котел № 5 с $d_{\max} = 10$ мм; 7 — котел № 4 с $d_{\max} = 8$ мм (справа приведено поперечное сечение горелки с обозначениями).

экономические показатели — $q_3 = 0,6 \div 0,8\%$ (котел № 7, горелки с газовыдающими трубками). Это можно объяснить перепуском газа (из-за применения трубок большой длины) во внутренние слои воздуха без перемешивания и неравномерным распределением газа по сечению воздушного канала. Если бы газ действительно равномерно распределился в 75% воздуха в горелке, то потери от химической неполноты сгорания были бы значительно меньше или вовсе исчезли, но уже никак не были бы выше, чем в горелках с распределением газа в 40% воздуха. Опыты подтверждают, что применение трубок не дает эффекта, получаемого при использовании просто струй (даже при равных глубинах проникновения в поток, и в особенности, если не учитывается профиль скоростного поля воздушного потока во внутренней области течения).

При максимальной относительной глубине проникновения струй (котел № 5, горелки с отверстиями диаметром 5 мм), равной 0,12 (или трубка длиной 60 мм), q_3 составило 0,4—0,6%.

Следует отметить, что эти опыты проводились на горелке с отверстиями, распределенными в несколько рядов (от 4 до 7). По условиям

равномерности струйного газораспределения многорядность имеет существенный недостаток: газовые струи одинаковых или мало различающихся диаметров накладываются одна на другую и создают местные очаги недостатка воздуха, что увеличивает путь смещения. Так, непостоянство величины q_3 при различных нагрузках котла отчасти объясняется тем, что в зависимости от нагрузки несколько меняется скоростное поле воздушного потока в горелке как по направлению, так и по величине. При отверстиях, размещенных в несколько рядов, никак не удается обеспечить движение всех струй в промежутках между струями соседних рядов.

Недостаток этих горелок заключается также в применении промежуточных размеров отверстий. Так, кроме отверстий 5 и 10 мм, применялись еще отверстия диаметром 7 или 8 мм. Выходящие из них струи газа при одних режимах накладываются на струи малых размеров, а при других — на струи, выходящие из больших отверстий. По всем этим причинам проведенные опыты не были поставлены в достаточно чистом виде в том смысле, что не были обеспечены условия струйного развития в горелке, ряд параметров влиял одновременно и не равнозначно.

Представляется, что процесс развития и перемешивания струй газа в потоке воздуха в горелке при постановке поверочных опытов должен быть организован принципиально по другой схеме, которая позволяла бы выдерживать постоянными газораспределение и смесеобразование при изменении нагрузки. В соответствии с этим в разработанном методе расчета (см. гл. 5) газовыпускные отверстия в каждой горелке рекомендуются делать одного или двух размеров, различающихся более чем в 2 раза. При этом струи, выходящие из малых и больших отверстий, должны развиваться принципиально в разных слоях воздуха, не накладываясь одна на другую при любых нагрузках.

В испытанных горелках [142] эта рекомендация полностью не выдерживалась и все же применением струй равных диаметров удалось снизить q_3 в 4 раза — с 0,8 до 0,2% (анализ продуктов сгорания проводился на хроматографическом газоанализаторе).

Рассчитываем горелку, аналогичную рассмотренной выше (см. рис. 2.56), но только с диаметром на выходе амбразуры 1050 мм в соответствии с нашими рекомендациями, приведенными в табл. 5.1.

ПРИМЕР РАСЧЕТА ГОРЕЛКИ С ПЕРИФЕРИЙНОЙ ПОДАЧЕЙ ГАЗА В ГЛУБИНЕ АМБРАЗУРЫ

Исходные данные для расчета горелки: номинальная производительность $B_r = 3000 \text{ м}^3/\text{ч}$; природный газ Шебелинского месторождения, температура газа $t_r = 0^\circ \text{C}$; расход воздуха $V_v = 31\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$; отношение плотностей газа и воздуха $\rho_r/\rho_v \approx 1,02$; температура воздуха $t_v = 270^\circ \text{C}$; амбразура горелки кольцевой формы шириной A

$$r_0 = \frac{1000}{2} = 500 \text{ мм}; \quad r_k = \frac{600}{2} = 300 \text{ мм};$$

$$A = r_0 - r_k = 500 - 300 = 200 \text{ мм}.$$

Угол крутки потока $\beta = 60^\circ$.

1. Определяем площадь кольцевого сечения канала вторичного воздуха

$$F = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - D_k^2) = 0,785 (1,0^2 - 0,6^2) = 0,785 (1,0 - 0,36) \approx 0,785 \cdot 0,64 \approx 0,502 \text{ м}^2.$$

2. Определяем среднюю расходную скорость воздуха в кольцевом сечении горелки

$$v_{\text{рас}} \approx \frac{V_v}{F \cdot 3600} = \frac{31\,000}{0,502 \cdot 3600} \cdot \frac{273 + 270}{273} \approx 34,1 \text{ м/сек}.$$

3. Действительная скорость воздуха с учетом его движения по спирали

$$v_v = \frac{v_{\text{рас}}}{\sin \beta} = \frac{34,1}{0,5} = 68,2 \text{ м/сек}.$$

4. В соответствии с повышенной скоростью воздуха принимаем несколько повышенную скорость газа $v = 120 \text{ м/сек}$.

5. В соответствии с рекомендациями табл. 5.1 для горелок с кольцевым сечением для прохода воздуха и подачи газа в глубине амбразуры

$$h_{1\text{max}} \approx (0,3 \div 0,55) A.$$

Принимаем по формуле (4.34) $h_{1\text{max}} \approx 0,4 A \approx 0,4 \cdot 200 = 80 \text{ мм}$.
Тогда

$$h_1 \approx \frac{h_{1\text{max}}}{1,375} \approx \frac{80}{1,375} \approx 58,2 \text{ мм}$$

Принимаем $h_1 \approx 60 \text{ мм}$.

6. Задаемся значением коэффициента $k_s \approx 1,65$ и определяем диаметр газовыпускных отверстий по формуле (4.23г)

$$d_1 = \frac{\eta \sqrt{\mu} h_1 v_v}{k_s v_r} \sqrt{\frac{\rho_v}{\rho_r}} \approx \frac{1,06 \sqrt{0,62} \cdot 60 \cdot 68,2}{1,65 \cdot 120} \sqrt{\frac{1}{1,02}} \approx 17,05 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_1 = 17 \text{ мм}$.

7. По формуле (5.10) определяем

$$d_2 \leq \frac{d_1}{2,2} \leq \frac{17}{2,2} \leq 7,7 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_2 \approx 7,6 \text{ мм}$.

8. Определяем общую площадь отверстий для выхода газа

$$F_r = \frac{B_r 10^6}{v_r \cdot 3600} \approx \frac{3000 \cdot 10^6}{120 \cdot 3600} \approx 6940 \text{ мм}^2.$$

9. Площадь газовыпускных отверстий

$$f_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} \approx 0,785 \cdot 17^2 \approx 227 \text{ мм}^2;$$

$$f_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} \approx 0,785 \cdot 7,6^2 \approx 45,3 \text{ мм}^2.$$

В соответствии с ранее сделанными рекомендациями при периферийной подаче на струи большего размера приходится 70%, а на струи меньшего размера — 30% газа.

10. Площадь отверстий, приходящаяся на струи большого диаметра,

$$F_1 = 0,7F_r \approx 0,7 \cdot 6940 \approx 4860 \text{ мм}^2;$$

$$F_2 = 0,3F_r \approx 0,3 \cdot 6940 \approx 2080 \text{ мм}^2.$$

11. Определяем число больших и малых струй

$$n_1 = \frac{F_1}{f_1} = \frac{4860}{227} \approx 21,4.$$

Принимаем 20 отверстий. Тогда $F_1 = n_1 f_1 = 20 \cdot 227 \approx 4540 \text{ мм}^2$,

$$n_2 = \frac{F_2}{f_2} \approx \frac{F_r - F_1}{f_2} \approx \frac{6940 - 4540}{45,3} \approx \frac{2400}{45,3} \approx 53.$$

Принимаем $n = 52$.

12. Определяем абсолютный и относительный шаги между газовыми отверстиями по формулам (4.26) и (4.27)

$$s_1 = \frac{\pi D_1}{n_1} = \frac{3,14 \cdot 1000}{20} \approx 157 \text{ мм};$$

$$\frac{s_1}{d_1} \approx \frac{\pi D_1}{n_1 d_1} = \frac{3,14 \cdot 1000}{20 \cdot 17} \approx 9,23,$$

$$s_2 = \frac{\pi D_2}{n_2} = \frac{3,14 \cdot 1000}{52} \approx 60,3 \text{ мм};$$

$$\frac{s_2}{d_2} \approx \frac{\pi D_2}{n_2 d_2} = \frac{3,14 \cdot 1000}{52 \cdot 7,6} \approx 7,94.$$

Значения коэффициентов k_s оказались близкими к принятым, поэтому глубины проникновения h_1 пересчитывать не будем.

13. Определяем глубину проникновения струй газа малого размера в поток воздуха

$$h_2 = h_1 \frac{d_2}{d_1} \approx 58,2 \cdot \frac{7,6}{17} \approx 26 \text{ мм}.$$

14. Определяем по формуле (4.24) диаметр струй в потоке

$$D_{C_1} \approx 0,75, \quad h_1 \approx 0,75 \cdot 58,2 \approx 43,6 \text{ мм};$$

$$D_{C_2} \approx 0,75, \quad h_2 \approx 0,75 \cdot 26,0 \approx 19,5 \text{ мм}.$$

15. Определяем радиусы окружностей, на которых распределяются струи в потоке,

$$r_1 \approx r_0 - h_1 \approx 500 - 58,2 \approx 442 \text{ мм};$$

$$r_2 \approx r_0 - h_2 \approx 500 - 26,0 \approx 474 \text{ мм}.$$

16. Определяем абсолютный и относительный шаги между струями в потоке по формулам (4.30) и (4.31)

$$t_1 = \frac{2\pi r_1}{n_1} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 442}{20} \approx 138,5 \text{ мм};$$

$$\frac{t_1}{D_{C_1}} \approx \frac{138,5}{43,6} \approx 3,17;$$

$$t_2 = \frac{2\pi r_2}{n_2} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 474}{52} \approx 57,3 \text{ мм};$$

$$\frac{t_2}{D_{C_2}} \approx 2,94.$$

Сравнение полученных значений t/D_c по графику рис. 5.3 показывает, что струи распределены в потоке воздуха с зазорами, обеспечивающими их развитие без слияния. Стремление улучшить перемешивание газа в горелке, особенно при высокой температуре подогрева воздуха, может вызвать ее обгорание. В связи с этим представляет интерес попытка отвести от горелки воспламенение газа и несколько удлинить факел пламени. Это можно сделать, применив в горелке с периферийной подачей газа однорядную систему с отверстиями большого размера.

Пересчитаем эту же горелку (см. рис. 2.56) на однорядную систему газовых отверстий, приняв для расчета прежние исходные данные.

Чтобы отвести зажигание газа от устья горелки рекомендуется:

- 1) заглубить струи в поток воздуха от плоскости выхода;
 - 2) равномерно распределить газ в потоке воздуха;
 - 3) затянуть перемешивание газа к устью горелки. Последнего можно добиться применением струи большого размера за счет сокращения пути перемешивания струй газа в пределах горелки (см. график на рис. 5.6).
- Так как расстояние от газовой камеры до устья горелки обычно вполне определенное (см., например, рис. 2.56), то сократить путь перемешивания в калибрах (диаметрах) струи в устье можно только за счет увеличения диаметра отверстий.

1. Учитывая высказанные выше три исходных положения при пересчете горелки на однорядную систему подачи газа, принимаем большую глубину проникновения струй в поток воздуха и увеличиваем диаметр газовых отверстий.

В соответствии с рекомендациями табл. 5.1 для горелок с кольцевым сечением канала вторичного воздуха и периферийной подачей газа в глущине амбразуры в закрученный поток воздуха

$$h_{\max} \approx (0,3 \div 0,55) A.$$

Принимаем

$$h_{1 \max} \approx 0,5A \approx 0,5 \cdot 200 \approx 100 \text{ мм}.$$

Тогда по формуле (4.34)

$$h_1 = \frac{h_{1 \max}}{1,375} \approx \frac{100}{1,375} \approx 72,7 \text{ мм}.$$

Принимаем $h_1 \approx 72$ мм.

2. Задаваясь значением коэффициента $k_s \approx 1,6$ и принимая скорость газа $v_r = 100$ м/сек, определяем диаметр газовыпускных отверстий по формуле (4.23г)

$$d_1 = \frac{\eta \sqrt{\rho_v} h_1 v_r}{k_s \sqrt{\rho_r}} \sqrt{\frac{\rho_v}{\rho_r}} \approx \frac{1,06 \sqrt{0,62} \cdot 72 \cdot 68,2}{1,6 \cdot 100} \sqrt{\frac{1}{1,02}} \approx 25,4 \text{ мм.}$$

Останавливаемся на этом размере отверстий.

3. Определяем общую площадь отверстий для выхода газа

$$F_r = \frac{B_r 10^6}{v_r 3600} \approx \frac{3000 \cdot 10^6}{100 \cdot 3600} \approx 8330 \text{ мм}^2.$$

4. Определяем площадь газовыпускного отверстия

$$f \approx \frac{\pi d^2}{4} \approx 0,785 \cdot 25,4^2 \approx 506 \text{ мм}^2.$$

5. Определяем число отверстий

$$n = \frac{F_r}{f} = \frac{8330}{506} \approx 16,5.$$

Останавливаемся на 16 отверстиях.

6. Определяем абсолютные и относительные шаги между газовыпускными отверстиями по формулам (4.26) и (4.27)

$$s = \frac{\pi D_1}{n} \approx \frac{3,14 \cdot 1000}{16} = 196 \text{ мм,}$$

$$\frac{s}{d} \approx \frac{196}{25,4} \approx 7,72.$$

7. Определяем радиус окружности, на которой распределяются струи в потоке

$$r_1 \approx r_0 - h \approx 500 - 72 \approx 428 \text{ мм.}$$

8. Определяем по формуле (4.24) диаметр струй в потоке

$$D_c \approx 0,75h = 0,75 \cdot 72 \approx 54 \text{ мм.}$$

9. Определяем абсолютные и относительные шаги между струями в потоке по формулам (4.30) и (4.31)

$$t_1 = \frac{2\pi r_1}{n} \approx \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 428}{16} \approx 168,5 \text{ мм,}$$

$$\frac{t_1}{D_c} = \frac{168,5}{54} \approx 3,12.$$

Как показывает сравнение расчетных данных с графиком рис. 5.3, однорядная система струй распределяется с зазорами, обеспечивающими развитие струй в потоке воздуха без слияния. В горелке данного испол-

нения расстояние от газовыпускных отверстий до фронта топки довольно велико — примерно 1000 мм. В калибрах длина пути смещения составляет $l/d = 1000/25 \approx 40$ калибров или, с учетом крутки потока, 80 калибров. В этих условиях к устью горелки достигается глубокое перемешивание всего газа, поэтому отнести зажигание от устья в данной горелке не удастся даже при однорядной системе крупных струй.

Если в горелке путь перемешивания газовых струй был меньше 3—5 калибров до ее устья, то эффект удаления от горелки области зажигания был бы достигнут. При этом, несмотря на малую степень смешения газа на пути к устью, потеря тепла от химической неполноты сгорания ожидать не следует. В худшем случае можно опасаться (при однорядной организации рассчитанного газораспределения) повышения критического значения коэффициента избытка воздуха и светящего ореола пламени вокруг горелки, а в горелках с неподогретым воздухом и повышенными скоростями газа — затрудненных условий розжига и срыва факела.

Для горелок с периферийной подачей газа на выходе из амбразуры следует рекомендовать, по тем же соображениям, применение сопел различных диаметров (отношение диаметров 2,2—2,3). Для горелки, приведенной на рис. 2.63, расчет показывает малую глубину проникновения струй в поток и соответственно наличие q_3 , объяснявшееся в 1957 г. [30] пульсацией в подаче газа. На самом деле это вызвано неудачным газораспределением. Если равномерно распределить струи газа двух размеров в потоке воздуха, то удастся избавиться от потерь из-за химической неполноты горения и в этих горелках.

ПРИМЕР РАСЧЕТА ГАЗОМАЗУТНОЙ ГОРЕЛКИ С ЦЕНТРАЛЬНОЙ ПОДАЧЕЙ ГАЗА В ГЛУБИНЕ АМБРАЗУРЫ

Одной из распространенных конструкций таких горелок является газомазутная горелка ТКЗ (см. рис. 2.68) для газомазутных котлов ТГМ-84 и ТГМ-94. В этих горелках применяют выходные скорости газа от 100 до 150 м/сек при газовыпускных отверстиях диаметром 10 мм, распределенных в несколько рядов на центральной насадке. Как выше уже было показано (при расчете горелок с центральной подачей газа на выходе из амбразуры), много рядов мелких струй создают плохие условия по распределению газа при любых выходных скоростях из-за слияния струй.

Попробуем расчетом исправить процессы распределения в этих горелках.

Исходные данные для расчета горелки ТКЗ: производительность горелки по газу $B_r = 2000$ м³/ч; теплота сгорания природного газа $Q_H^p = 9234$ ккал/м³; температура воздуха при работе на газе $t_b = 290^\circ \text{C}$; скорость газа на выходе из отверстий исходной конструкции $v_r = 100$ м/сек, в модифицированной конструкции принимаем 150 м/сек; отношение плотности газа при 12°C к плотности воздуха при 290°C $\rho_r/\rho_v = 1,2$; $(\rho_v/\rho_r \approx 0,833)$.

Количество воздуха, теоретически необходимое для горения газа, $L_{\text{теор}} = 10,2 \text{ м}^3/\text{м}^3$ газа. Коэффициент избытка воздуха в горелке $\alpha' = 1,05$. Расход воздуха в горелке

$$V_{\text{в}} = \alpha' L_{\text{теор}} B_{\text{г}} \frac{T_{\text{в}}}{T_0} = 1,05 \cdot 10,2 \cdot 2000 \frac{273+290}{273} = 44\,200 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Наружный диаметр канала воздушного потока (в сечении отверстий для выхода газа) $D_1 = 750 \text{ мм}$ ($r_0 = D_1/2 = 0,375 \text{ м}$). Внутренний диаметр канала воздушного потока в том же сечении $D_{\text{вн}} = 200 \text{ мм}$, $r_{\text{вн}} = D_{\text{вн}}/2 = 0,2/2 = 0,1 \text{ м}$. Такого же радиуса и газовый коллектор $r_{\text{к}} = 0,1 \text{ м}$.

Среднерасходная скорость воздуха в канале цилиндрической формы

$$v_{\text{ср}} = \frac{V \cdot 4}{3600\pi (D_1^2 - D_{\text{вн}}^2)} = \frac{44\,200 \cdot 4}{3600 \cdot 3,14 (0,75^2 - 0,20^2)} \approx 30 \text{ м/сек}.$$

Для горелок с центральной подачей газа внутри амбразуры скорость воздуха принимается как средняя по расходу, отнесенному к проходному сечению канала вторичного воздуха.

Так как в данной горелке отношение $r_{\text{к}}/r_0 = 0,1/0,375 = 0,266$, т. е. меньше, чем 0,4 (см. табл. 5.1), то при расчете центральной подачи газа в глубине амбразуры будем руководствоваться рекомендациями графы «цилиндрическое сечение», а не «кольцевое».

1. Согласно методу расчета таких горелок в проходном сечении цилиндрического воздушного канала радиусом r_0 ($D_1/2$) проводится радиус r_1 , на котором предполагаем разместить струи газа большего размера (от 8 до 12). Чтобы струи не ударялись в стенку и не раскалили ее в случае раннего зажигания газа, необходимо обеспечить прослойку воздуха вдоль стенки для ее охлаждения. Поэтому по табл. 5.1 принимаем максимальные глубины проникновения струй газа в поток воздуха, ограниченные следующими пределами:

$$h_{1 \text{ max}} \approx (0,6 \div 0,8) r_0.$$

Для струй меньшего размера

$$h_{2 \text{ max}} \approx (0,23 \div 0,35) r_0.$$

Принимаем

$$h_{1 \text{ max}} \approx 0,7 r_0 \approx 0,7 \cdot 0,375 \approx 262 \text{ мм};$$

$$h_{2 \text{ max}} \approx 0,33 r_0 \approx 0,33 \cdot 0,375 \approx 124 \text{ мм}.$$

Тогда

$$h_1 \approx \frac{h_{1 \text{ max}}}{1,375} \approx \frac{262}{1,375} \approx 190 \text{ мм},$$

$$h_2 \approx \frac{h_{2 \text{ max}}}{1,375} \approx \frac{124}{1,375} \approx 90,2 \text{ мм}.$$

Принимаем $h_2 = 90 \text{ мм}$ и $h_1 = 190 \text{ мм}$.

2. Определяем диаметр газовыпускных отверстий для струй газа большего размера по формуле (4.23г) для условий истечения из отверстий в тонкой стенке, принимая скорость газа 150 м/сек и $k_{s1} = 1,52$ (по графикам рис. 4.27, при $n = 8$)

$$d_1 = \frac{\eta_1 \sqrt{\rho_{\text{в}}} h_1 v_{\text{г}}}{k_{s1} v_{\text{г}}} \sqrt{\frac{\rho_{\text{в}}}{\rho_{\text{г}}}} = \frac{1,06 \sqrt{0,62 \cdot 190 \cdot 30}}{1,52 \cdot 150} \sqrt{0,833} \approx 19 \text{ мм}.$$

Округляя, принимаем $d = 20 \text{ мм}$.

3. Определяем общую площадь отверстий для выхода газа по формуле (5.12)

$$F_{\text{г}} = \frac{B_{\text{г}} \cdot 10^6}{3600 v_{\text{г}}} \cdot \frac{273 + t_{\text{г}}}{273} \cdot \frac{2000 \cdot 10^6}{3600 \cdot 150} \cdot \frac{273 + 12}{273} \approx 3870 \text{ мм}^2.$$

4. Определяем площадь одного отверстия и суммарную площадь крупных струй, принимая их число $n = 10$,

$$f_1 = \frac{\pi d^2}{4} \approx 0,785 \cdot 200 \approx 314 \text{ мм}^2,$$

$$F_1 = n f_1 = 10 \cdot 314 = 3140 \text{ мм}^2.$$

5. Определяем оставшуюся суммарную площадь для струй меньшего размера

$$F_2 = F_{\text{г}} - F_1 = 3870 - 3140 = 730 \text{ мм}^2.$$

Это находится в пределах рекомендуемых 20% площади отверстий для струй малого размера.

6. Определяем диаметр отверстий для струй газа меньшего размера

$$d_2 = \frac{\eta \sqrt{\rho_{\text{в}}} h_2 v_{\text{г}}}{k_{s2} v_{\text{г}}} \sqrt{\frac{\rho_{\text{в}}}{\rho_{\text{г}}}} = \frac{1,06 \sqrt{0,62 \cdot 90 \cdot 30}}{1,52 \cdot 150} \sqrt{0,833} \approx 9 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_2 \approx 9 \text{ мм}$.

7. Определяем число струй малого размера

$$f_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} = 0,785 \cdot 9,0^2 = 63,6 \text{ мм}^2,$$

$$n_2 = \frac{730}{63,6} = 11,4.$$

Принимаем $n = 10$ отверстий. Для сохранения площади газовыпускных отверстий увеличим диаметр струй меньшего размера — примем $d'_2 = 9,5 \text{ мм}$. Учтем изменение глубины проникновения струй диаметром $d'_2 = 9,5 \text{ мм}$

$$h'_2 = h_1 \frac{d'_2}{d_2} = 90 \cdot 1,055 = 95 \text{ мм}.$$

Попутно отметим, что для данного горелочного устройства можно было бы рассчитать однорядную центральную подачу струй с двенадцатью отверстиями $d_{\text{г}} = 20,5 \text{ мм}$.

8. Определяем абсолютный и относительный шаги между отверстиями на поверхности насадки по формулам (4.26) и (4.27).

$$s_1 = \frac{\pi D_{\text{вн}}}{n_1} = \frac{3,14 \cdot 200}{10} \approx 62,8 \text{ мм};$$

$$\frac{s_1}{d_1} = \frac{62,8}{20} \approx 3,14,$$

$$s_2 = \frac{\pi D_{\text{вн}}}{n_2} = \frac{3,14 \cdot 200}{10} \approx 62,8 \text{ мм};$$

$$\frac{s_2}{d_2} = \frac{62,8}{9,5} \approx 6,6.$$

9. Определяем размер струй газа в потоке воздуха по формуле (4.24)

$$D_{c1} \approx 0,75 h_1 \approx 0,75 \cdot 190 \approx 142 \text{ мм},$$

$$D_{c2} \approx 0,75 h_2 \approx 0,75 \cdot 95 \approx 71,2 \text{ мм}.$$

10. Определяем диаметр окружностей, на которых распределяются центры струй в потоке,

$$r_1 = r_{\text{вн}} + h_1 \approx 100 + 190 = 290 \text{ мм},$$

$$D_1 = 2r_1 \approx 2 \cdot 290 \approx 580 \text{ мм},$$

$$r_2 = r_{\text{вн}} + h_2 \approx 100 + 95 \approx 195 \text{ мм},$$

$$D_2 = 2r_2 \approx 2 \cdot 195 = 390 \text{ мм}.$$

11. Определяем абсолютный и относительный шаги между струями в потоке по формулам (4.30) и (4.31)

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{n_1} = \frac{3,14 \cdot 580}{10} \approx 182 \text{ мм};$$

$$\frac{t_1}{D_{c1}} \approx \frac{182}{143,5} \approx 1,27,$$

$$t_2 = \frac{\pi D_2}{n_2} = \frac{3,14 \cdot 390}{10} \approx 122 \text{ мм};$$

$$\frac{t_2}{D_{c2}} \approx \frac{122}{143,5} \approx 1,72.$$

Расчет показывает, что даже при столь стесненных условиях удалось по расчету распределить струи достаточно равномерно в потоке воздуха и без слияния (см. рис. 5.3).

Проверим, осталась ли воздушная прослойка между струями и поверхностью амбразуры

$$r_0 - h_{1 \text{ max}} + r_{\text{вн}} = 375 - (1,375 h_1 + r_{\text{вн}}) \approx 375 - (1,375 \cdot 190 + 100) \approx 375 - (261 + 100) \approx 14 \text{ мм}.$$

Расчет показывает, что имеется минимально необходимая прослойка воздуха. При желании увеличить толщину воздушного слоя, если, например, требуется от устья горелки отдалить зажигание, следует принять максимальную глубину проникновения струй в поток $0,6 r_0$ вместо $0,7 r_0$ (см. табл. 5.1). При этом можно принять двухрядное распределение газораспределительных отверстий $n_1 = n_2 = 12$ отверстий.

Используя изложенные в книге основы расчетов, не составит труда осуществить более тонкую доводку газовых горелок применительно к требованиям данных конкретных условий.

ПРОМЫШЛЕННОЕ ПРИМЕНЕНИЕ ГАЗОГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВ, СКОНСТРУИРОВАННЫХ НА ОСНОВЕ МЕТОДА РАСЧЕТА

Изложенный в книге метод расчета газовых горелок нашел широкое применение при организации рационального сжигания газа в котельных установках, печах и ряде технологических установок.

Нам известны данные успешного перевода котлов с твердого топлива на газ с помощью горелочных устройств, сконструированных на основе рассмотренного метода расчета, различных котельных установок ряда энергосистем (в Ленинграде, Латвии, Литве, Минске, Брянске, Ташкенте, Новомосковске, Астрахани, Новороссийске и др.). Как правило, во всех случаях было обеспечено полное сжигание газа при $\alpha_t = 1,05 \div 1,10$.

Применение метода расчета к обеспечению заданной температуры перегрева пара на газомазутных котлах

Как известно, при переводе с мазута на газ паровых котлов основным показателем, который необходимо выдержать вместе с нагрузкой котла, является заданная температура перегрева пара. В связи с этим рассмотрим опыт Южного отделения ОРГРЭС по изменению температуры перегрева пара на двух котлах ТГМ = 84 реконструкцией газовых горелок по изложенному выше методу расчета [72].

Работа [158] проводилась на котлах, сжигающих природный газ ($Q_R^p = 8280 \text{ ккал/м}^3$, содержание метана до 99%) с помощью обычных газомазутных горелок ТКЗ с центральным подводом топлива и пережимом амбразуры. Расчетная производительность горелок $1650 \text{ м}^3/\text{ч}$.

В первый период эксплуатации нагрузка котлов ограничивалась завышенной температурой металла отдельных труб потолочного пароперегревателя, выполненного из стали марки Ст. 20. По рекомендации завода была изменена схема настенного радиационного пароперегревателя, произведена замена потолочных труб из стали марки Ст. 20 трубами из стали 12ХМФ, вырезано по десять внутренних змеевиков из первого ряда средних шпир и на 30% уменьшена поверхность конвективного пароперегревателя.

После окончания такой реконструкции первого котла нагрузка его была доведена до 420 т/ч.

Наблюдение за температурным режимом пароперегревателя показало, что в наиболее неблагоприятных условиях работали средние ширмы, у которых средняя температура пара, измеренная на выходе из лобовых змеевиков, достигала 512°C , а в отдельных змеевиках — 526°C . Максимально допустимая кратковременная температура пара на выходе из указанных змеевиков по техническим условиям завода 520°C .

В работе находилось лишь 12 горелок первого и второго ярусов. Избыток воздуха за ширмами был равен 1,14, температура питательной воды 225°C . Направляющие аппараты вентиляторов были открыты полностью. Присосы в области регенеративных воздухоподогревателей составляли около 20%. Фактическая производительность работавших горелок 2700 м³/ч.

При визуальном наблюдении за горением отмечалось наличие в центральной части факела всех работавших горелок зоны с недостатком воздуха. Факел в этой зоне был плотный, светящийся, белого цвета. Он ударял в задний экран, горение затягивалось, отдельные языки пламени достигали ширмового пароперегревателя.

Попытки включения в работу горелок третьего яруса резко ухудшали положение. Изменением режима не удалось улучшить условия работы ширмового перегревателя.

Поверочный расчет условий газораспределения (по методике автора [72]) показал, что при заводской конструкции газовой насадки горелок (рис. 6.2) указанной производительности единичной горелки скорость выхода газовых струй составляла 163 м/сек, скорость воздуха без учета закрутки 41 м/сек. Глубина проникновения газовых струй в поток воздуха при этих условиях составляла 40 мм, а глубина воздушного потока —

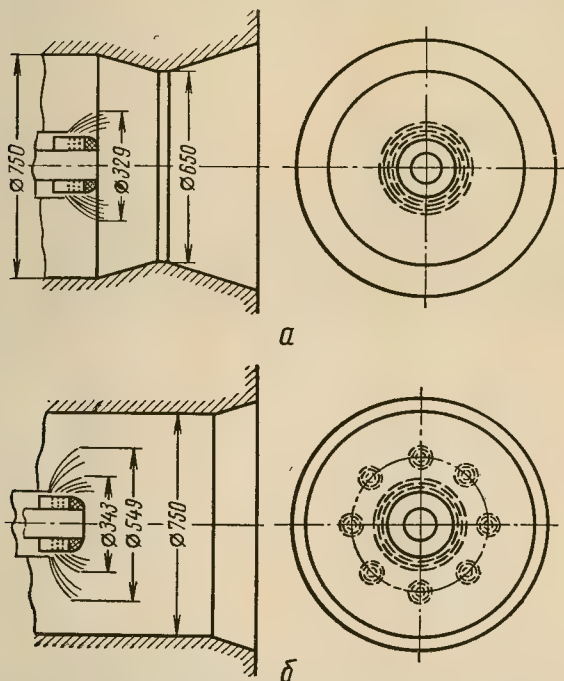


Рис. 6.2. Распределение струй газа в потоке воздуха по расчету до реконструкции (а) и после реконструкции (б) горелки.

265 мм. Полученное поверочным расчетом распределение струй газа в кольцевом сечении горелки показано на рис. 6.2, а.

Ввиду того, что диаметры всех отверстий газовой насадки были одинаковы и равны 10 мм, глубина проникновения всех струй в поток была одинакова. При выходе 50 струй в поток они теряли индивидуальность и сливались в сплошное газовое облако.

Для улучшения работы горелки необходимо было обеспечить струям развитие в потоке без слияния и распределить их по возможности равномерно в области прохода основного потока воздуха через горелку путем применения меньшего числа более крупных струй газа.

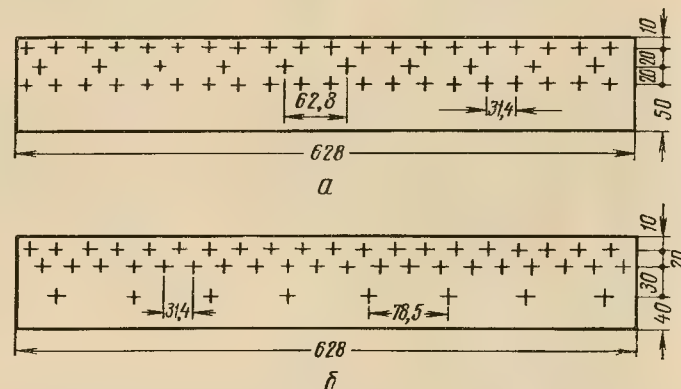


Рис. 6.3. Расположение отверстий в насадках горелок до реконструкции (а) и после (б) реконструкции горелки.

Для второго котла на основе опубликованных рекомендаций [72] был выполнен расчет газовых насадок горелок, обеспечивающий необходимое распределение струй газа в потоке воздуха. При расчете исходили из условий, что единичная производительность горелки — 3000 м³/ч, скорость выхода газа из отверстий — 200 м/сек, глубина проникновения газовых струй большого диаметра в воздушный поток — 120 мм и малого диаметра — 45 мм.

Для обеспечения этих условий газовые насадки изготовили с 40 отверстиями диаметром 8 мм и с 8 отверстиями — диаметром 18 мм (рис. 6.3, б). Распределение струй газа в потоке воздуха по расчету для этих условий приведено на рис. 6.2, б.

Кроме того, для снижения сопротивления по воздушному тракту на шести горелках первого яруса был удален пережим амбразуры (рис. 6.2, б).

Визуальное наблюдение за работой реконструированных горелок второго котла показало, что работа их улучшилась: исчезла наблюдавшаяся ранее плотная светящаяся зона, весь факел, даже в самом корне, стал прозрачным, голубоватого цвета, и не ударялся в задний экран, заброса языков пламени в ширмы не наблюдалось. Температура перегрева пара снизилась до заданной.

Об улучшении процесса горения свидетельствует также снижение значений средних температур пара по элементам пароперегревателя по сравнению с первым котлом и приведенной температурой перегретого пара (см. табл. 6.1).

Таблица 6.1

Сопоставление показателей работы двух котлов ТГМ-84 (первый котел с реконструированными горелками; второй — с уменьшенной на 30% поверхностью пароперегревателя)

Показатели	По расчету котла	Фактически	
		первый котел	второй котел
Паровая нагрузка котла, т/ч	420	417	420
Температура питательной воды, °С	230	225	223
Коэффициент избытка воздуха за ширмами	1,20	1,14	1,122
Температура пара, °С:			
за радиационным настенным пароперегревателем	385	—	385
перед средними ширмами	404	409	405
после средних ширм	477	512	475
Величина промежуточного впрыска, кг/ч	45 000	33 800	30 300
Температура пара, °С:			
перед крайними ширмами	420	461	440
за крайними ширмами	486	496	485
после крайних пакетов конвективного пароперегревателя	541	—	530
Величина конечного впрыска, кг/ч	11 750	Закрыт полностью	
Температура пара, °С:			
перед средними пакетами	522	—	—
конвективного пароперегревателя в паропроводе	570	566	563
Приведенный перегрев пара, °С	646	617	598

Максимальное значение температуры пара на выходе из любых змеевиков пакетов средних ширм не превышало 505° С, т. е. было ниже предельно допустимого значения.

Таким образом (см. табл. 6.1), только за счет переделки горелок на втором котле приведенная температура пара снизилась по сравнению с первым котлом на 19° С.

Кроме того, на котле с реконструированными горелками действительные температуры пара за отдельными элементами пароперегревателя строго совпадают с расчетными.

При публикации статьи Б. Г. Синякевича [158] было дано примечание от редакции журнала, что достигнутый успех является удачным единичным результатом реконструкции неудовлетворительно работающих горелок первоначальной конструкции. В связи с этим необходимо отметить, что первоначальная конструкция была типовой и результат этот

был совсем не случайным, а закономерным следствием применения изложенного метода расчета.

Подтверждением этого являются результаты последующих подробных исследований, выполненных Южным отделением ОРГРЭС [129] на котле ТГМ-84. Эта работа полностью подтвердила результаты наладки и испытаний, проведенных Синякевичем, как не случайный результат, а вполне закономерный. Кроме того, было выдвинуто предположение, что в результате усовершенствования горелочных устройств по данному методу можно будет отказаться от регулировочного яруса горелок вследствие уменьшения разницы в тепловосприимчивости пароперегревателем при

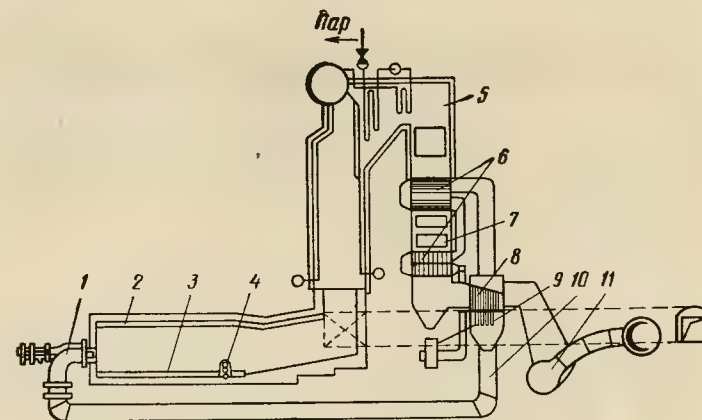


Рис. 6.4. Конструкция отражательной печи.

сжигании газа и мазута. Это еще одна из перспективных возможностей, вытекающая из применения данного метода расчета горелочных устройств.

Исследования, выполненные в работах [129, 158], подтвердили наш вывод о необходимости изменения конструкции горелок ТКЗ по расчету [72]. Характерным примером положительного результата применения рассматриваемого метода при переводе печей на газ является работа, выполненная на Алмалыкском медеплавильном заводе, где по проекту института Гипроцветмет пущена и находится в промышленной эксплуатации отражательная печь для плавки медных концентратов, работающая на природном газе [19].

Проектом принят газомазутный вариант отопления. Конструкция отражательной печи (рис. 6.4) аналогична печам, работающим на мазутном и пылеугольном топливе. Внутренние размеры: ширина 8 м, длина 30 м, высота от пода 3,8 м. Ванна печи разделена воздухоохлаждаемым порогом 4 на две части: в передней части происходит плавление концентрата, а меньшая часть за порогом служит отстойником для отвального шлака. Свод 2 — распорноподвесной из магнезито-хромитового кирпича;

лещадь 3 печи выполнена в виде обратного свода из динасового кирпича. На печи установлены четыре опытные газомазутные горелки 1, направленные под углом 4° к подине; крайние горелки дополнительно повернуты внутрь на 3° . Для утилизации тепла отходящих газов за печью установлены два котла-утилизатора 5 типа УКЦМ-25/40. Каждый котел оборудован двухступенчатым воздухоподогревателем 6, в расщепку которого установлен водяной экономайзер 7. Первая ступень подогревателя с вертикальным, вторая — с горизонтальным движением воздуха. Продукты

Таблица 6.2

Характеристика опытной газомазутной горелки

Показатели	Природный газ		Мазут М20* ($t = 60 \div 80^\circ \text{C}$)	Воздух	
	низкого давления	высокого давления		от венти- лятора	от ком- прессора
Часовой расход: газа и воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$	1100	300	—	19 000	300
мазута, $\text{кг}/\text{ч}$	—	—	300	—	—
Давление: по проекту, $\text{кг}/\text{см}^2$	300	—	—	300	—
то же, $\text{кг}/\text{см}^2$	—	6	2—3	—	6
после наладки, $\text{кг}/\text{см}^2$. . .	750	—	—	90	—
то же, $\text{кг}/\text{см}^2$	—	—	1,5	—	2,5—3,0

* После наладки — М80.

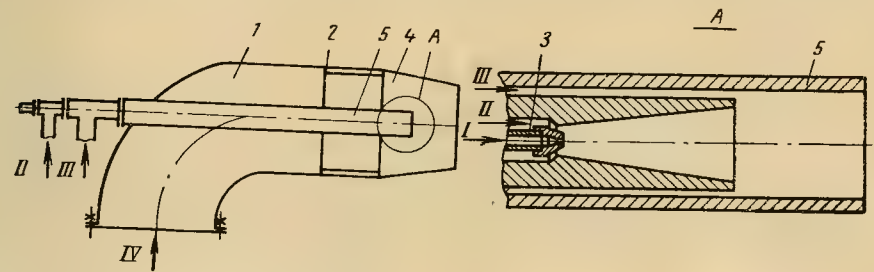
Расход природного газа, воздуха и мазута регулируется на месте и дистанционно. В схеме КИП и автоматики предусмотрено поддержание постоянного теплового режима по заданной температуре факела в печи изменением расхода газа низкого давления и вентиляторного воздуха.

Общий расход тепла на печь составляет $(45 \div 65) 10^6 \text{ ккал}/\text{ч}$. Природный газ поступает к печи от цехового ГРП, где давление снижается с $P_{\text{нзб}} = 6 \text{ кг}/\text{см}^2$ до $300 \text{ кг}/\text{см}^2$ для газа низкого давления.

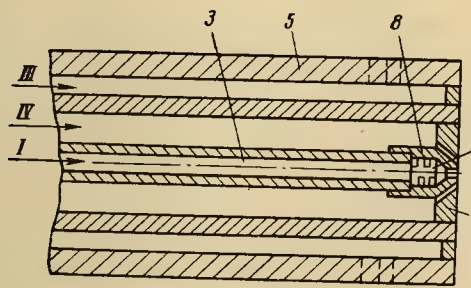
По предложению авторов работы [19] сушили и разогревали печь природным газом (отражательные печи сушились ранее дровами или мазутом). В печи установили два коллектора из труб диаметром 89 мм длиной 20 м, в которых рассверлили 1000 отверстий диаметром 3—4 мм. К каждому коллектору был подведен самостоятельный газопровод с отключающей задвижкой. Давление газа составляло $100\text{—}200 \text{ кг}/\text{см}^2$, расход газа (до $500 \text{ м}^3/\text{ч}$) регулировали вручную в зависимости от скорости повышения температуры.

В течение 6 месяцев достижение проектной производительности ($3,5 \text{ т}/\text{м}^2$ в сутки) печи лимитировались опытной газомазутной горелкой, конструктивными недостатками котлов-утилизаторов, а также наладкой вспомогательного технологического оборудования. В этот период печь отапливалась природным газом без добавки мазута. Температура в «голове» печи не превышала более чем 1450°C , в «хвосте» — 1280°C . Из-за конструктивных недостатков горелки максимальная суточная производительность достигала 50—55%. Температура подогрева воздуха составляла 200°C против 370°C по проекту.

При эксплуатации печи на первом этапе пуска выяснилось, что конструкция узла смешения газа и воздуха, а также устройство для распыления мазута были выбраны неправильно. Подача природного газа низкого давления по кольцевой щели со скоростью $15 \text{ м}/\text{сек}$ в поток воздуха, идущего вдоль оси горелки, не обеспечивала удовлетворительного



а



б

Рис. 6.5. Опытная газомазутная горелка.

а — узел А (горелка до реконструкции); б — узел А (горелка после реконструкции); I — мазут; II — газ высокого давления; III — газ низкого давления; IV — воздух; 1 — корпус горелки; 2 — лопатки; 3 — мазутная форсунка; 4 — насадка; 5 — газовая труба; 6 — торцевая заглушка; 7 — резьбовая вставка; 8 — сопло.

горения удаляются дымососом 11 через газоочистку 8 в дымовую трубу. Воздух, нагретый до 370°C , подается к горелкам от вентилятора 9 по воздухопроводу 10.

Опытная газомазутная горелка внешнего смешения (проект Гипроцветмета) показана на рис. 6.5, а характеристика ее приведена в табл. 6.2.

Горелка состоит из литого чугунного корпуса 1, лопаток 2, мазутной форсунки 3, установленной по оси газовой трубы 5, и насадки 4. Природный газ низкого давления поступает в горелку и по кольцевой щели, образованной мазутной форсункой и газовой трубой, выходит в слегка закрученный воздушный поток. Мазут (в количестве 20% по теплу), подогреваемый до 60°C , по центральной трубке диаметром $3/4"$ подается через цилиндрическую насадку к соплу Лавали, в котором распыляется природным газом высокого давления или воздухом от компрессора.

процесса сжигания газа, в результате чего сгорание в «голове» печи было неполным ($\text{CO} + \text{H}_2$ — до 6%). Высокотемпературное ядро факела перемещалось к середине печи, выходя за пределы зоны максимального плавления. Увеличение тепловой мощности выше $30 \cdot 10^6$ ккал/ч приводило к резкому повышению температуры в конце печи.

Особенность сжигания топлива в отражательных печах заключается в том, что в них необходимо иметь высокотемпературный светящийся факел, обеспечивающий заданный технологическим процессом температурный режим (температура в «голове» печи $1500\text{--}1550^\circ\text{C}$, в «хвосте» печи 1300°C). Подъем температуры в «хвосте» более 1300°C приводит к увеличению содержания меди в шлаках, а снижение температуры в «голове» печи уменьшает ее производительность.

Для устранения факторов, ухудшающих работу печи, был построен обводной боров, а котлы-утилизаторы отключены. Дальнейшая работа печи происходила без подогрева воздуха при отключенных батарейных циклонах.

После пуска обводного борова, когда в конце печи под сводом установили постоянное противодавление ($\pm 0,5\text{--}1,0$ кг/м²), был проведен второй этап наладочных работ — испытания печи на опытных горелках. Увеличение тепловой нагрузки до $40 \cdot 10^6$ ккал/ч привело к увеличению температуры в «голове» печи, однако температура в «хвосте» печи поднялась выше 1350°C , что недопустимо. Производительность печи оставалась на уровне 50%. Подача мазута в печь и его распыление природным газом высокого давления привели к более резкому увеличению температуры в хвосте печи. Содержание $\text{CO} + \text{H}_2$ в отходящих газах составляло 6—8%. Замена газа высокого давления — распылителя компрессорным воздухом несколько улучшила условия сжигания мазута, однако температура в конце печи не снижалась и производительность оставалась на прежнем уровне, хотя зону загрузки переместили в сторону «хвоста» печи.

Сгорание мазута происходило в основном в зоне, бедной кислородом, так как весь воздух, поступающий на горение, проходил через горелки, в которых он перемешивался с газом низкого давления. При этом газозавоздушная смесь поступала со скоростью 20 м/сек, а мазут — 450—500 м/сек.

Кроме опытных горелок, испытывались горелки с измененной подачей газа низкого давления: 50% газа направлялось в кольцевую щель, а 50% поступало перпендикулярно воздушному потоку через окна, вырезанные в газовой трубе. Работа печи не улучшалась. Проведенные испытания подтвердили сделанный ранее вывод о непригодности опытных газомазутных горелок.

Третий этап наладочных работ заключался в коренной реконструкции газовых горелок, расчет которых был произведен по уже известной методике [72].

Реконструкция горелок заключалась в следующем: природный газ подавался перпендикулярно воздушному потоку через 162 отверстия

диаметром от 2,5 до 8 мм, просверленные в газовой трубе 5 (см. рис. 6.5). Скорость выхода природного газа была увеличена с 15 до 33 м/сек. Распыление мазута в сопле Лаваля заменено механическим распылением с подачей компрессорного воздуха по винтовому направляющим в торцевой заглушке 6. Мазут закручивается двухзаходной резьбовой вставкой 7, установленной внутри сопла 8.

Диаметр мазутного сопла был уменьшен с 10 до 4,5 мм. Кроме этого, в процессе эксплуатации печи были заменены насадки 4 горелок. Вместо гладких конусных носиков диаметром 700 мм по предложению Гинцвель-мета установили конусные носики с винтовыми направляющими на внутренней поверхности (диаметр 530 мм). Указанные мероприятия позволили увеличить скорость газозавоздушной смеси с 25 до 50 м/сек, улучшить распределение газа, смещение его с воздухом и распыление мазута. При этом факел переместился в зону интенсивного плавления, находящуюся в первой трети печи. Температурный режим в печи стал стабильным, несмотря на работу с холодным воздухом; производительность печи превысила проектную. Показатели работы печи приведены в табл. 6.3; параметры горелок после наладки см. в табл. 6.2.

Таблица 6.3

Показатели работы отражательной печи

Варианты газовых горелок	Производительность печи, т/сутки	Удельный проплав, т/м ² в сутки	Расход тепла, 10 ⁶ ккал/ч	В том числе тепло от сжигания мазута, %	Удельный расход тепла, 10 ⁶ ккал/т	Температура, °C		Разрежение, кг/м ²	Содержание O ₂ в «хвосте» печи, %
						в «голове» печи	в «хвосте» печи		
Проектные горелки без подачи мазута	450	1,87	30,0	—	1,59	1450— 1470	1280	± 1 ÷ 4	1,6
То же, но распыл ма- зута компрессорным воздухом	500	2,08	37,2	10,75	1,78	1500	1340— 1380	—0,5 ÷ —1	5,0
Горелки с радиальной подачей газа низкого давления, механиче- ским распыливанием мазута компрессорным воздухом и изменен- ным направляющим конусом горелки . . .	875	3,65	57,7	19,0	1,58	1500	1280— 1300	+0,5	0,4— 1,2

Примечание. Разрежение замерялось на расстоянии 27 м от «головы» печи.

Несколько увеличенный удельный расход тепла на 1 т проплава можно объяснить отсутствием подогрева воздуха. Как сообщалось выше, 50—55% проектной производительности печи достигается при отоплении ее природным газом; дальнейшее увеличение нагрузки требует подключения мазута.

Эксплуатация подвешенного магнезито-хромитового свода в течение полутора лет в весьма трудных условиях (частые остановки) показала, что он может выдержать еще 6—7 месяцев нормальной работы, в то время как на печах с динасовым сводом он меняется через 10—12 месяцев и чаще.

Как видит читатель, и в данном случае реконструкция газогорелочного устройства по изложенному выше методу расчета позволила получить желаемый результат за счет изменения процесса горения в печи, как это было получено ранее для котлов. Это привело к увеличению производительности печи в 2 раза по сравнению с работой на существующих горелках и позволило обеспечить и даже превысить проектную производительность печи. Однако и для указанной печи это еще не самый оптимальный результат. Используя данный метод расчета, можно создать горелку со светящимся пламенем, что повысит передачу тепла в печи и сократит потребление топлива.

Положительный опыт применения метода расчета [72] к переводу на газ горшковых кадьевого печей и к постройке новых печей, основанных на струйном характере подвода газа в кадьевого печи, был освещен еще в 1963 г. [163]. Отопление стекловаренных печей природным газом с высокой теплотой сгорания имеет свои особенности и свои трудности. В наибольшей мере они проявляются в регенеративных кадьевого горшковых печах. Первая трудность заключается в правильном выборе места ввода газовой струи в воздушный поток, затем в определении скорости и диаметра струи газа, при которых были бы обеспечены наилучшие теплотехнические показатели работы печи.

Из трех возможных способов подвода газа в печь — непосредственно в стойло печи, в верхнюю часть шкварных колодцев с торцевой их стороны и в вертикальные каналы кадей — наилучшим является последний.

При подводе газа непосредственно в стойло печи приходится раздвигать горшки около места ввода газа, что удаляет их от пламени и ухудшает прогрев в них стекломассы. Увеличиваются размеры стойла и, следовательно, расход топлива. Стекло может засоряться частицами углерода и окрашиваться. Смешение газа с воздухом получается не полным и не равномерным по сечению факела; активная, горячая часть факела укорачивается, так как образуется она на некоторой высоте от пода и часть газа догорает уже при обратном ходе в вертикальных каналах кадей или даже в шкварных колодцах, в результате чего также увеличивается расход топлива. При этом кади и вертикальные каналы их усиленно раскаляются.

При подводе газа в шкварные колодцы горение начинается в месте встречи газа с воздухом, чаще всего перед входом в вертикальный канал кади или в самой нижней его части, где обычно расположен вылет из горизонтального воздушного канала. В этом случае горение почти пол-

ностью завершается в канале кади. В результате действия высокой температуры кади быстро разрушаются. Факел укорачивается, пламя получается несветящимся, и прогрев стекломассы в горшках ухудшается, что также сказывается на расходе топлива. К сожалению, такой способ подвода газа из-за его конструктивной простоты наиболее часто применяется на заводах.

При подводе газа непосредственно в вертикальные каналы кадей и, конечно, при правильно выбранной скорости его подачи можно получить хорошее смешение газа с воздухом, полное сгорание и равномерное распределение его по горизонтальному сечению факела, а следовательно, равномерное температурное поле в стойле печи и оптимальный расход газа. Выгорание кадей при этом значительно уменьшается.

В данном случае газ следует подводить обязательно в верхнюю часть вертикального канала, по возможности ближе к вылету, причем скорость газа должна обеспечивать необходимую дальноточность газовой струи. При таком подводе газа горение, начинаясь в канале, заканчивается в стойле печи, факел удлиняется, пламя получается светящимся, что улучшает прогрев стекломассы в горшках.

Место ввода газа в верхней части вертикальных кадьевого каналов в многорешетчатых круглых печах определяется конструктивным путем. Газ может быть введен в зависимости от толщины кладки или набивки пода на расстоянии 600—800 мм от вылета. В малорешетчатых прямоугольных печах с боковыми калями этот размер конструктивно не ограничивается и зависит от дальноточности газовой струи; его следует принимать равным расстоянию от места выхода газа (торцевая стенка кади) до оси газовой струи, где последняя принимает направление воздушного потока.

Подача газа несколькими струями по всему периметру горизонтального сечения канала исключена по конструктивным соображениям; газ приходится подавать одной или двумя струями с двух противоположных сторон кади.

Более сложной задачей является определение скорости газа.

При переводе существующих печей на отопление природным газом и при постройке новых печей скорость газа принимается, к сожалению, без какого-либо обоснования, в результате чего последняя бывает или очень малой, или очень большой, что влечет за собой ряд отрицательных моментов.

При малой скорости газовая струя не обладает пробивной силой и необходимой глубиной проникновения в поток. Газовая струя из подводящей трубы сразу же подхватывается потоком воздуха и увлекается вверх, вдоль стенки канала. Происходит это тем интенсивнее, чем больше скорость воздушного потока и меньше скорость газа. Газ при этом очень плохо смешивается со всем воздухом, так как смешение происходит только с одной стороны, в результате чего горение получается односторонним, а факел неоднородным: со стороны подвода газа пламя имеет восстановительный характер и большую светимость, с противоположной

стороны — окислительный характер. При окислительном характере пламя несветящееся. В некоторых случаях факел со стороны, противоположной подводу газа, имеет только слой воздуха.

При большой скорости газа газовая струя пробивает весь поток воздуха, ударяясь о противоположную стену канала, теряет кинетическую энергию и увлекается потоком воздуха вверх. Горение происходит главным образом у этой стены; возникает явление, обратное тому, которое наблюдалось в первом случае. Что касается неравномерности в смещении и горении, которое было при малой скорости газа, то в данном случае она, возможно, несколько уменьшается тем, что восходящий поток воз-

духа слегка «размывает» периферийные слои газовой струи на некотором участке (ближе к ее концу). Размывание струй зависит от соотношения скорости газа и воздуха. Кроме того, неравномерность в смещении и горении может уменьшаться также за счет турбулентной диффузии, т. е. собственно процесса грубого смешения некоторых объемов воздуха и газа при обтекании струйной решетки и ударе газа о стенку канала.

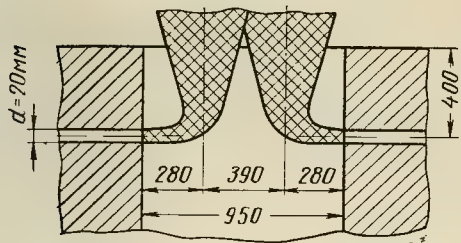


Рис. 6.6. Схема горелки горшковой печи.

При этом в обоих случаях происходит усиленный односторонний разгар вертикальных каналов и кадей, разрушающий кладку и нарушающий общий тепловой режим печи. Особенно быстро и сильно сгорают каналы и кади при чрезмерно большой скорости газа. Поэтому газ должен быть введен в поток воздуха с такой скоростью и из отверстия такого размера, при которых обеспечивалась бы необходимая глубина проникновения газовой струи и достаточно равномерное смешение газа с воздухом по всему сечению канала.

В этом случае наиболее правильным будет рассчитать все необходимые размеры — диаметр струи и ее выходную скорость — по приведенному здесь методу расчета.

Рассчитаем горелку для горшковой печи, схема которой приведена на рис. 6.6.

Задача сводится к определению размеров газовыпускных трубок и соответственно скорости газа, обеспечивающих необходимую глубину проникновения струй при заданных расходах газа и воздуха, проходящих по каналу определенного сечения при температуре 1000° С.

Размеры воздушного канала: длина 0,95 м и ширина 0,2 м. Топливо — природный газ ($Q_p = 8500$ ккал/м³), $\rho_g = 0,6$ кг/м³. Расход газа: в период варки $V_g = 0,026$ м³/сек и в период выработки $V_{g1} = 0,013$ м³/сек. Расход воздуха при $\alpha = 1$ составляет 10 м³/м³. Коэффициент избытка воздуха: в период варки $\alpha = 1,2$, в период выработки $\alpha_1 = 1,6$.

Расчетная глубина проникновения газовой струи с каждой стороны воздушного канала в период варки должна составлять примерно 25—30% длины воздушного канала (240—280 мм). В период выработки допустимы более широкие пределы изменения глубины проникновения из-за большего значения избытка воздуха и низкой температуры печи.

1. Определяем скорость воздуха в канале в период варки

$$v_b \approx \frac{V_b \alpha}{F_k} \left(\frac{273 + t_b}{273} \right) = \frac{10 \cdot 0,026 \cdot 1,2}{0,95 \cdot 0,2} = 4,66 \approx 7,65 \text{ м/сек.}$$

2. Определяем скорость воздуха в канале в период выработки

$$v_{b1} = \frac{V_{b1} \alpha_1}{F_k} \left(\frac{273 + t_{b1}}{273} \right) \approx \frac{10 \cdot 0,13 \cdot 1,6}{0,95 \cdot 0,2} \left(\frac{273 + 1000}{273} \right) \approx 5,1 \text{ м/сек.}$$

3. Задаваясь диаметром газовыпускной трубки $d = 20$ мм, определяем выходную скорость газа для режима варки

$$v_g = \frac{V_g}{2F} \approx \frac{0,026}{2 \cdot 3,14 \cdot 10^{-4}} \approx 41,4 \text{ м/сек,}$$

$$F = \frac{\pi d^2}{4} = 0,785 \cdot 0,020^2 = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

4. Определяем глубину проникновения газовой струи в поток воздуха в канале по формуле (4.14в) при относительном шаге струи

$$\frac{s}{d} = \frac{0,2}{2 \cdot 0,02} \approx 5; \quad k_s = 1,62,$$

$$h = \frac{k_s dv_g}{\eta v_b} \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} \approx \frac{1,62 \cdot 20 \cdot 41,4}{1,06 \cdot 7,65} \sqrt{\frac{0,6}{0,277}} \approx 165 \cdot 1,47 \approx 242 \text{ мм.}$$

$$\rho_b = 1,293 \frac{1}{4,66} \approx 0,277 \text{ кг/м}^3.$$

Глубина проникновения на режиме выработки соответствует оптимальной. Определим теперь по расчету, как распределятся струи в воздушном канале на режиме выработки.

5. Определяем выходную скорость газа на режиме выработки

$$v_{g1} \approx \frac{V_{g1}}{2F} \approx \frac{0,013}{2 \cdot 3,14 \cdot 10^{-4}} \approx 20,7 \text{ м/сек.}$$

6. Определяем глубину проникновения газовых струй

$$h = \frac{k_s dv_{g1}}{\eta v_{b1}} \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_b}} \approx \frac{1,62 \cdot 20 \cdot 20,7}{1,06 \cdot 5,1} \sqrt{\frac{0,6}{0,277}} \approx 182 \text{ мм.}$$

Расчет показывает, что глубина проникновения струй на 60 мм меньше оптимальной. Можно, конечно, было бы пересчитать диаметр газовыпускных трубок, приняв, например, его равным 19 мм, но при имеющих место больших избытках воздуха можно оставить расчет без изменения.

Скорость газа зависит от скорости поперечного потока воздуха, длины пути и диаметра газовой струи.

При сравнении полученных результатов видно, что при тонких струях газа (с малой массой струи) ему требуется большая скорость, чем при струях большого диаметра.

В печах с малым расходом газа скорость его в зависимости от длины пути газа и скорости поперечного воздушного потока лежит в пределах примерно 12—30 м/сек.

В печах с большим расходом газа скорость его значительно меньше и не намного превышает скорость воздушного потока. В рассмотренном примере ее значение может находиться в пределах от 6,0 до 12,0 м/сек.

Печами с малым расходом газа можно считать установки емкостью до шести горшков. В шестигоршковой печи путь струи равен 600 мм. Несмотря на малую скорость воздушного потока (4,6 м/сек), для создания необходимой глубины проникновения струи скорость газа должна быть равна 30 м/сек. В двухгоршковой печи при такой же скорости воздуха и пути газа 300 мм скорость его должна быть почти в 3 раза меньше, т. е. 13 м/сек.

При одинаковой длине пути газа в мало- и многогоршковых печах и даже при несколько большей скорости воздуха в последних скорость газа в них значительно ниже, чем в малогоршковых, где масса газовых струй очень мала.

Конец газовой трубы, обращенный в канал кады, для предохранения от сгорания должен быть снабжен водяным охлаждением.

Отметим, что возможности расчета горшковых и кадьевых печей открывают, на наш взгляд, следующие перспективы улучшения работы печей:

- повышение температуры в печи за счет снижения коэффициента избытка воздуха с 1,2 до 1,05 ÷ 1,10;

- повышение теплопроизводительности печей при одних и тех же вентиляторах путем увеличения подачи газа в тот же объем воздуха;

- определение по расчету сечения ввода струй, обеспечивающего необходимый перегрев газа и придание светимости факелу пламени;

- некоторое увеличение расхода воздуха благодаря применению углов атаки струй меньше 45° и использованию дополнительного эжектирующего действия струй на воздушный поток (за счет некоторого снижения сопротивления бортов).

Совокупность всех этих возможностей позволит увеличить производительность существующих стекловаренных печей и обоснованно конструировать новые, уже более совершенные, гораздо более мощные печи.

Изложенное свидетельствует о том, что приложения рассмотренного метода к расчету печей не ограничиваются приведенными примерами. Будет вернее считать их лишь началом широкого практического приложения метода к расчетам печей различных типов.

Глава 7

ПРИМЕРЫ ПЕРЕВОДА ПЕЧЕЙ И КОТЛОВ НА ГАЗОВОЕ ТОПЛИВО

Доля газа в топливном балансе страны на ближайший период времени будет возрастать. Одновременно все увеличивающееся количество газа будет использоваться в быту, химии, черной металлургии и других отраслях промышленности. Следовательно, газ не только резервное (буферное), но и постоянное высококалорийное топливо для ряда крупных потребителей (печей, котлов и др.). При этом возникает вопрос, для каких объектов необходимо в первую очередь разрабатывать проекты перевода их на газовое топливо, по мере его поступления в различные районы страны.

Проще всего замена природным газом других, более дорогих видов топлива. Однако простая замена природным газом дорогих видов топлива — это только один и далеко не единственный путь достижения народнохозяйственного эффекта. При использовании газообразного топлива в различных печах и котлах следует иметь в виду, что наибольший эффект от замены твердого топлива газом может быть получен в установках, которые до перевода на газ имели низкий коэффициент полезного действия при большом количестве обслуживающего персонала. Если говорить о котельных, то в первую очередь это касается малой энергетики крупных городов. Такие котельные, как правило, распределенные по всем районам городов, являются источниками больших загрязнений воздушного бассейна населенных мест. При переводе на газ эти котельные, во-первых, перестанут быть источниками загрязнений, во-вторых, при правильной эксплуатации к. п. д. установок возрастет до 85—88%, что позволит экономить 15—20% топлива, и, в-третьих, открывающиеся широкие возможности по внедрению автоматического управления котлами на газовом топливе — надежная гарантия резкого снижения численности обслуживающего персонала котельных.

Использование газа на тепловых электростанциях дает меньший экономический эффект по сравнению с котлами малой энергетики. При переводе крупных котлов тепловых станций с твердого топлива на газ их к. п. д. повысится всего на 3—6%.

Поэтому в малой энергетике желательно газ использовать постоянно, на тепловых станциях — лишь летом в качестве буферного топлива, в то время как зимой станции должны работать на твердом или жидком топливе.

В печах потребление газа более стабильно, однако и в них возможны случаи замены природного газа мазутом. Перевод на газ, например, мартеновских печей с организацией светящегося факела пламени позволил повысить удельный съем металла и в целом производительность печей более чем на 10%.

Другим путем, приводящим к гораздо большему эффекту, является использование газообразного топлива в агрегатах, требующих для своего сооружения меньше металла и других дефицитных материалов, работающих с повышенными к. п. д., увеличенными тепловыми напряжениями объема и удельными нагрузками с квадратного метра поверхности нагрева. Например, применение различных комбинированных схем газоиспользования в установках котлы-печи (низкотемпературные), котлы-газовые турбины, котлы-сушилки и в других установках комплексного использования топлива.

Перспективно также создание малогабаритных чисто газовых паровых котлов с тесными трубными пучками малых диаметров, с малыми камерами горения, работающими с резко повышенными форсировками и плоскостями с поверхностями нагрева.

В связи с разработкой более эффективных методов сжигания газа в новых установках и необходимостью рационального использования газа в существующих печах и котлах возникает ряд задач по проектированию их перевода на газ.

Возможность осуществления более эффективных методов сжигания газа в новых установках непосредственно зависит от возможности изменения горелочного устройства. Проекты перевода на газ могут быть выполнены оптимальными для каждого конкретного объекта, если они учитывают все его особенности.

Как известно, при переводе установок с твердого или жидкого топлива на газ приходится иметь дело с большим разнообразием конструкций горелочных устройств. В этих условиях было бы невозможно найти оптимальное и рациональное проектное решение, приводящее к минимуму переделок, в котором всегда использовалось бы одно газогорелочное устройство.

Наиболее выгодное проектное решение для конкретного объекта возможно лишь при условии, когда газогорелочное устройство, обеспечивающее полноту сжигания газа в печи или топке при минимальном или по условиям технологии печи заданном избытке воздуха, удовлетворяет ряду основных требований (см. гл. 2).

При проектировании перевода установок на газ следует рассматривать и процессы, развивающиеся в камерах сгорания — печах или топках паровых котлов, а также учитывать различия в камерах сгорания и особенности установок до перевода на газ.

Прежде всего необходимо обратить внимание на то, происходит ли горение в камере с теплоизолированными или охлаждаемыми стенками. Горение в неэкранированных камерах благоприятно отражается на тепловом балансе печи, облегчает условия воспламенения и может привести

к сокращению зоны завершения процесса горения. Если стенки камеры охлаждаются, то в некоторых условиях это может отрицательно влиять на тепловой баланс процесса и на устойчивость зажигания факела пламени, в особенности при больших тепловых напряжениях. При слишком большой степени охлаждения камеры (большое значение отношения поверхности охлаждения к объему камеры $F_{\text{охл}}/V$, растущее по мере уменьшения сечения камеры) баланс процесса у корня факела может оказаться столь неблагоприятным, что устойчивое горение окажется неосуществимым при малых форсировках. Следует поэтому учитывать, что в экранированных котельных топках всегда устойчивый режим горения принципиально легче обеспечивается при повышенных тепловых напряжениях топочного объема.

При сжигании газа в неэкранированных печах, топках или предтопках, наоборот, небезопасно вести процесс с повышенными тепловыми напряжениями, так как можно перейти предел допустимой температуры отступов стен. В особенности такая опасность может возникнуть при использовании горелок полного предварительного смешения. При проектировании это не всегда учитывается. При неудачной установке, например, эжекционных горелок в нижней части выносной неэкранированной топки жаротрубного котла там, где надо было применить горелки с принудительной подачей газа с растянутым факелом пламени, через несколько суток работы наблюдались случаи обвала свода потолочного перекрытия топки. В проектах перевода на газ экранированных топков малых котлов для повышения устойчивости факела пламени и улучшения горения предусматривается установка шамотных горок.

Размещение горелок в печи и топке также может существенно влиять на характер процессов горения. Если горелки размещены в топке так, что факел одной способствует устойчивости зажигания факела, выходящего из другой горелки, а в дальнейшем они взаимодействуют между собой в топке, то такие размещения являются удачными.

Сравнительно еще интенсивный процесс в корне факела постепенно замедляется главным образом из-за снижения концентрации свободного кислорода и снижения турбулентного перемешивания за счет падения поперечного градиента скоростей. Поэтому в высокофорсированных камерах горения в конце факела желательно усилить процесс смешения. В особенности интенсифицируется дожигание при взаимодействии встречных и поперечных дальнобойных факелов пламени на их завершающем участке.

В печах малой и большой длины процесс горения газа организуется различно.

В гл. 2 уже рассматривалась работа горелок в сочетании с камерой сгорания и отмечалось обратное воздействие камеры на процессы зажигания и горения.

Топочная камера может и усиливать и ослаблять тепловой баланс очага горения, создаваемого горелкой, и, следовательно, влиять на ее работу в обе стороны. Аэродинамика камеры горения характеризуется

той или иной однородностью поля концентраций, скоростей и температур, в ней могут возникать различные вихревые движения. В топках паровых котлов могут, например, меняться соотношения в подаче первичного и вторичного воздуха, применяются различные системы размещения горелок (однофронтная, двухфронтная, диагональная, тангенциальная, блочная и т. д.). Все эти добавочные условия, в основном связанные с особенностями самой топочной камеры, могут существенно влиять на характеристики всей топки в целом и в какой-то мере на условия работы самой горелки.

ПЕРЕВОД ПЕЧЕЙ НА ГАЗОВОЕ ТОПЛИВО

При решении вопроса о выборе горелок при переводе печей на газовое топливо или при разработке новых конструкций необходимо учитывать ряд одновременно действующих факторов: характер работы печи (периодическая или непрерывно действующая); размеры печи (ширина, длина, высота); технологический режим и характер факела пламени; необходимость подогрева воздуха; пределы регулирования производительности горелок; конструкцию печи и возможные места установок горелочных устройств (в рабочей камере или в отдельных топочных устройствах); давление газа и ряд других.

Приводимые ниже общие положения по выбору типа горелок в соответствии с рекомендациями М. М. Эфроса [199] являются ориентировочными и должны корректироваться в каждом отдельном случае с учетом местных условий.

Эжекционные горелки целесообразно применять в установках:

- непрерывного действия с установившимся режимом и постоянным расходом газа при ширине рабочего пространства (при двустороннем обогреве) не более 1,5 м, если требуется равномерный нагрев изделий;

- с постоянным режимом давления в рабочем пространстве печи при условии, что давление не будет превышать $0,5 \text{ кГ/м}^2$ в местах установки горелок;

- периодического действия небольшого размера для нагрева и термической обработки с колебаниями расхода топлива, не превышающими регулировочных возможностей горелок (выключение части горелок для регулировки теплового режима не рекомендуется из-за неравномерности нагрева при малом числе горелок в печах небольшого размера);

- в электрических печах сопротивления, переводимых на природный газ (в этом случае оправдано применение атмосферных эжекционных горелок низкого давления), а также в сушильных шкафах;

- в кузнечных и аналогичных им печах, где не требуется растягивать горение факела по длине печи.

- эжекционные горелки не рекомендуется применять в установках: с колебаниями расхода топлива более чем 1:2,5;

- с шириной рабочего пространства свыше 1,5 м при двустороннем нагреве;

- с переменным режимом давления в рабочем пространстве; в установках, оборудованных рекуператорами (вопрос требует специального рассмотрения);

- при положительной давлении в рабочем пространстве на уровне горелок свыше $0,5 \text{ кГ/м}^2$;

- в установках, где требуется иметь растянутый факел;

- при значительном колебании теплоты сгорания газа;

- в установках, требующих очень интенсивной теплоотдачи лучеиспусканием (где требуется светящийся факел пламени).

Горелки низкого давления с принудительной подачей воздуха могут применяться в самых разнообразных установках со всевозможными режимами работы. Их нецелесообразно устанавливать лишь в тех случаях, когда оправдана установка эжекционных горелок.

Газомазутные горелки целесообразно устанавливать, когда необходимо обеспечить резервное топливо из-за перебоев в подаче газа или когда режим не позволяет останавливать агрегат, а сохранение параллельно с газовым мазутного основного отопления конструктивно исключено.

Выбор газомазутных горелок высокого или низкого давления должен производиться с учетом давления, на котором работают форсунки переводимой на газ печи. Для вновь устанавливаемых печей малого размера не рекомендуется применять газомазутные горелки высокого давления, так как они дают длинный факел, не обеспечивают полного сжигания газа в печи и вызывают сильный шум.

Эти горелки можно применять в отдельных случаях в печах с подподоными топками или в печах большой длины.

Большая практика перевода промышленных агрегатов на отопление природным газом в Советском Союзе и за рубежом показывает, что имеется ряд недостатков как в технике перевода, так и в эксплуатации этих агрегатов.

Теоретически и на практике установлено, что перевод мазутных печей на природный газ в большинстве случаев сопровождается снижением удельного расхода топлива и повышением производительности примерно на 10%. Однако на некоторых агрегатах наблюдается не понижение, а значительное повышение удельного расхода топлива. Это объясняется неправильным выбором типа и размеров горелок, а также неудовлетворительной их эксплуатацией.

Природный газ в настоящее время применяется во многих нагревательных (кузнечных, термических и др.), плавильных (мартеновских, барабанных, тигельных, вагранках и др.) печах и в различных сушилках как в чистом виде, так и в смеси с другими газами (коксовальным, городским и др.).

Сжигание газа в печах осуществляется с помощью горелок самых разнообразных конструкций, приведенных в ряде работ, например, у И. М. Рафаловича [146].

Наиболее широко распространены в нагревательных и термических печах на заводах, переводившихся на газ в первую очередь, эжекционные горелки Стальпроекта, работающие при давлении газа около $0,3 \text{ кг/см}^2$.

Иногда удовлетворительный процесс сжигания газа, явившийся следствием применения непригодного в данном случае типа горелок, относят ошибочно к характеристике сжигаемого топлива.

Так, например, на широкой листонагревательной печи, оборудованной с двух сторон эжекционными горелками, наблюдались сильный перегрев краев листов и отставание прогрева середины, что послужило причиной неправильного решения — обратного перевода печи на мазут. Достаточно было заменить эжекционные горелки на горелки с принудительным дутьем, чтобы удовлетворить технологическим требованиям нагрева [200].

Как показал опыт, при замене эжекционных горелок на термической печи перепад между температурой в месте установки горелки и температурой стенки печи уменьшается с 40 до 10°C .

При работе нагревательной печи с выдвижным подом для нагрева крупных слитков, оборудованной эжекционными горелками, установленными с обеих сторон печи в два ряда (верхний и нижний), несмотря на большое число горелок, в печи создается неравномерная температура как по ширине, так и по высоте. Это естественно, так как температура факела почти от устья резко падает по длине печи.

Замена эжекционных горелок горелками с принудительным дутьем улучшает нагрев по ширине, но не устраняет перепада температуры по высоте (вверху печи температура значительно превышает температуру низа). В связи с этим перспективно применение высокоскоростных горелок (см. гл. 2).

Снятие верхних горелок и работа только на нижних горелках с принудительным дутьем обеспечивают хорошую работу печей среднего размера.

Помимо конструктивных недостатков, имеющих при переводе печей на газ, необходимо отметить и эксплуатационные, которые в основном сводятся к неудовлетворительному наблюдению за состоянием горелочных камней (туннелей) и самих горелок. Иногда можно видеть обгоревшие сопла горелок и отсутствие горелочных камней, вместо последних зияют отверстия, через которые подсасывается нерегулируемый воздух или выбиваются газы.

Приведем некоторые примеры перевода печей на природный газ.

Интересен опыт перевода электропечей сопротивления типа Н-30, Н-75 и других на природный газ. Перевод осуществлялся с помощью атмосферных горелок с давлением газа до 120 кг/м^2 . По данным одного из заводов, перевод электропечей на газ привел к более равномерному нагреву изделий. Так, перепад температур, при электронагреве составлявший $40\text{—}90^\circ \text{C}$, при работе на газе сильно снизился. Стоимость нагрева на газе уменьшилась примерно в 5 раз по сравнению с электронагревом. Производительность печей увеличилась примерно в 2 раза [200].

Перевод камерных нагревательных и термических печей с твердого топлива на газ может быть решен в двух вариантах.

Колосниковая решетка закладывается двумя рядами шамотного кирпича на плашку или засыпается шлаком. Газовые горелки устанавливаются на фронтальной стенке топки вверх, напротив окна, ведущего из топки в рабочее пространство печи (согласно рис. 7.1, а).

Этот вариант недостаточно эффективен, так как не происходит непосредственной теплоотдачи от факела к нагреваемым изделиям, что особенно важно при нагреве металла до $1200\text{—}1250^\circ \text{C}$. Кроме того, нагревается топка, что приводит к дополнительной потере тепла через ее стенки.

Более рациональным следует признать вариант, при котором окно, соединяющее топку и рабочее пространство, закладывается шамотным кирпичом (рис. 7.1, б), а горелки устанавливаются в боковой или задней стенках рабочей камеры. Топка в этом случае остается без изменений. По этому же принципу могут переводиться на газ и печи с выдвижным подом, работающие на твердом топливе.

При переводе на газ мазутных нагревательных и термических печей с выдвижным подом целесообразно подавать поток горячих газов от горелок под нагреваемые изделия, которые должны укладываться на высокие (300—400 мм) подставки. Горелки надлежит устанавливать на уровне середины высоты подставки или несколько ближе к поду, как показано на рис. 7.2. В перевальной стенке напротив горелки необходимо сделать соответствующее окно с таким расчетом, чтобы основная часть газового потока свободно прошла через него. На таких печах необходимо устанавливать горелки с принудительным дутьем низкого давления.

Перевод нагревательных регенеративных печей на газовое топливо также может быть осуществлен в двух вариантах. По первому варианту установленные в торцах мазутные форсунки высокого давления заменяются газовыми соплами, подающими газ среднего давления с таким расчетом, чтобы длина факела пламени была не менее половины длины печи.

По второму варианту торцовые форсунки остаются и обеспечивают возможность быстрого перехода на жидкое топливо, а газ подается через ряд сопел, расположенных с обеих продольных сторон печи по оси вертикальных воздушных каналов, через которые подается воздух из регенератора, приведенного на рис. 7.3. В перевальных стенках должны

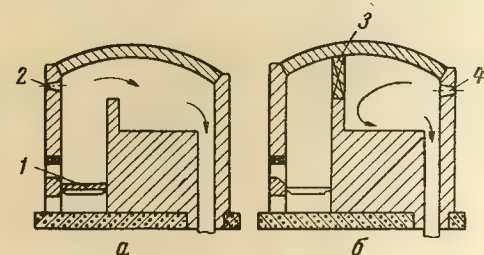


Рис. 7.1. Схема перевода камерной печи с твердого топлива на газ.

а — первый вариант; б — второй вариант. 1 — огнеупорный настил; 2, 4 — отверстие для горелки; 3 — ложная стенка.

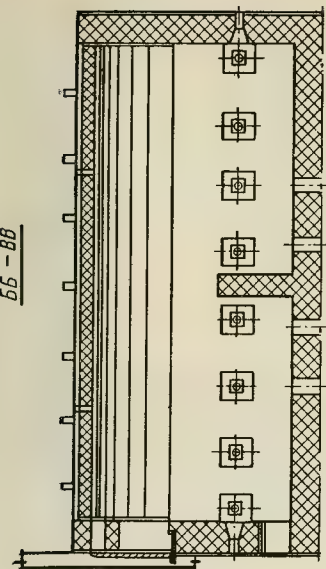
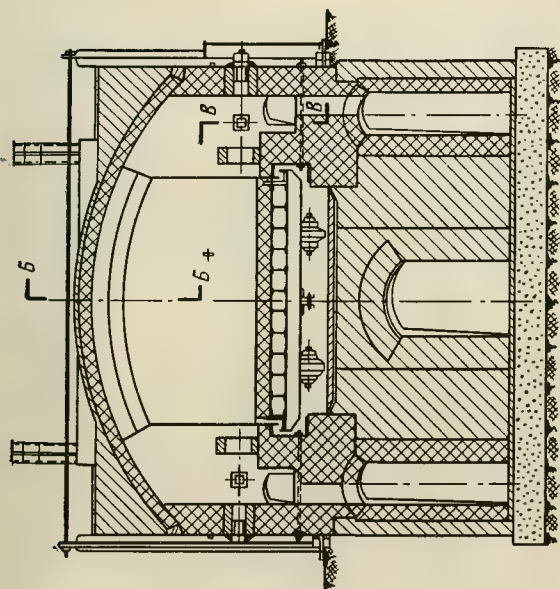


Рис. 7.2. Схема конвертера печи с выдвижным полом на газ.



быть предусмотрены окна напротив осей горелок. Струя газа будет эжектировать воздух и перемешиваться с ним.

Природный газ — идеальное топливо для мартеновских печей: с высокой теплотой сгорания, содержит много углеводородов, малосернистое и наиболее дешевое. Однако на первых порах из-за отсутствия практики при переводе мартеновских печей на отопление природным газом работа их иногда ухудшалась и приходилось дополнительно расходовать мазут. В историческом плане интересен опыт перевода на газ крупных мартеновских печей, впервые осуществленный под руководством Н. Н. Доброхотова [55].

Факел пламени в мартеновских печах должен быть сильно светящимся и двигаться с большой скоростью вдоль ванны не только в начале, но и в конце плавильного пространства. Для увеличения его кинетической энергии некоторые проектанты вводили природный газ под высоким давлением, и он вытекал из горелки с большой скоростью, но из отверстия малого диаметра. При этом природный газ перемешивается на коротком пути и факел пламени получается несветящимся, т. е.

не пригодным для мартеновских печей. Поэтому для увеличения излучения пламени в дополнение к природному газу пришлось вводить мазут в сравнительно большом количестве (около 35% по теплу). Этот вариант отопления мартеновских печей называется газомазутным.

В 1957 г. впервые были представлены материалы о переводе мартеновских печей на отопление холодным высококалорийным газом [56].

В первое время только две мартеновские печи работали на одном природном газе без добавки какого-либо другого топлива: на Днепропетровском заводе им. К. Либкнехта и на заводе «Запорожсталь». Они

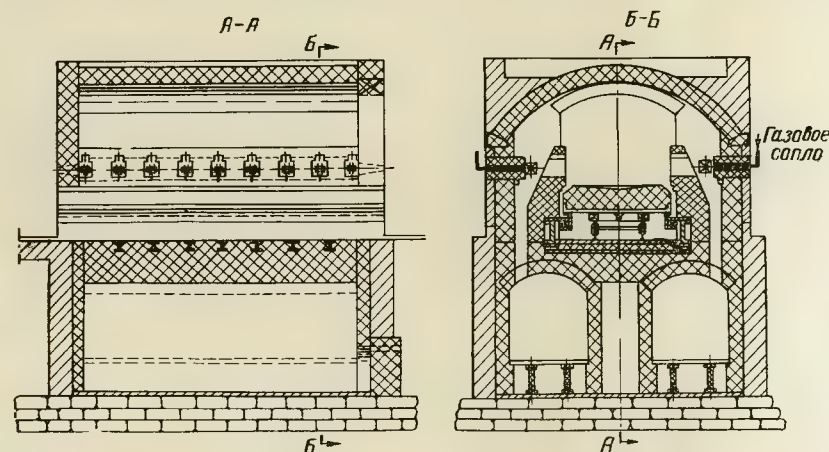


Рис. 7.3. Схема перевода регенеративной нагревательной печи на газ среднего давления.

работают не хуже, чем прежде работали на мазуте на заводе им. К. Либкнехта и на коксодоменном газе в «Запорожстали». В настоящее время ряд печей работает на природном газе.

В этих печах природный газ подвергается самокарбюрации (точно на том же принципе, как в горелках при организации светящегося факела пламени) в вертикальном канале головки печи: в средний вертикальный канал вводятся с малой скоростью весь природный газ (струей большого сечения) и часть регенераторного воздуха, там происходит неполное горение газа с образованием сажи и смолистых веществ. Получающийся полугаз поступает через газовый кессон в плавильное пространство, факел пламени получается сильно светящимся без добавки мазута и хорошо направленным.

Природный газ можно вводить или по оси головок, или двумя трубками по бокам одноканальной головки. Регенераторный воздух следует подавать в плавильное пространство упорядоченным потоком по направлению к ванне. Для этого головки мартеновских печей лучше делать

одноканальными с плавным поворотом для направления воздуха к ванне. Главный свод в месте соединения со сводом головок следует несколько понизить, сделав в этом месте «седло».

При переводе мартеновских печей с коксодоменной смеси газов на отопление холодным коксовым и природным газом длина печи сокращается. Поэтому можно значительно удлинить плавильное пространство, а следовательно, увеличить полезную площадь пода и производительность печи. По такому способу отопления высококалорийным холодным газом уже работает ряд мартеновских печей. При этом головки должны устраиваться без газовых кессонов, чтобы не увеличивать их габариты и избежать ряда неудобств при эксплуатации печи.

Большую скорость и надлежащее направление движения факела пламени в плавильном пространстве при отоплении мартеновской печи высококалорийным газом можно создать только регенераторным воздухом, а не газом вследствие малой массы газа по сравнению с массой воздуха (количество воздуха на единицу веса природного газа является максимальным и составляет примерно 17 кг/кг, что иногда недостаточно учитывалось в некоторых проектах).

Имеется опыт успешной работы ряда печей на природном газе при карбюрации его в выносных устройствах.

Правильное применение газов в мартеновских печах дает большой технико-экономический эффект, в частности увеличивает выплавку стали и уменьшает расходы на ее производство.

При переводе печей на природный или смешанный газ надо особое внимание обращать на правильность определения расхода газа на агрегат. Часто практикуемый метод определения расхода газа путем простого пересчета по теплотворности фактического расхода топлива на природный или смешанный газ ведет к очень грубым ошибкам.

Объясняется это тем, что при переводе печей с низкокалорийного топлива (твердого топлива или низкокалорийного газа) на высококалорийное резко снижается удельный расход топлива. Так, при переводе печей с твердого топлива на природный газ удельный расход топлива обычно уменьшается на 15—20%, а при переводе высокотемпературных печей с низкокалорийного газа — значительно больше. При переводе с мазута на природный газ удельный расход топлива также снизится примерно на 8%.

Если не учесть этих обстоятельств, то принятый расход топлива и производительность горелок будут завышены и тем самым регулировочные возможности печи значительно ухудшены. Это особенно скажется при переводе печей на инжекционные горелки и может привести к необходимости последующей замены установленных горелок горелками другой производительности или даже другого типа.

В связи с высокой теоретической температурой горения природного газа (около 2000° С) не представляет никаких трудностей перевод на газовое топливо и высокотемпературных печей, в том числе и нагревательных. По переводу печей на газовое отопление можно отметить следующее.

Перевод печей с жидкого топлива или какого-либо газа на природный или смешанный газ можно осуществить:

заменой мазутных форсунок или газовых горелок для другого газа соответствующими газовыми горелками для природного или смешанного газа;

заменой мазутных форсунок или газовых горелок газомазутными горелками или приспособлением существующих форсунок и газовых горелок для сжигания природного или смешанного газа;

параллельной установкой горелок для природного или смешанного газа с сохранением действующих форсунок.

Выбор того или иного решения определяется местными условиями. В тех же случаях, когда обеспечены бесперебойное снабжение природным газом и малые колебания давления, форсунки следует заменять специальными газовыми горелками.

Если возможны перебои в подаче газа и колебания его давления, то следует устанавливать вместо форсунок газомазутные горелки или дополнительно к устанавливаемым газовым горелкам сохранять существующие форсунки, чтобы иметь возможность быстро переводить печь на мазутное отопление.

Так как природный газ сжигается с меньшим избытком воздуха, чем мазут, то его практическая температура горения близка к теоретической температуре горения мазута.

Таким образом, температурные условия позволяют без затруднений переводить высокотемпературные мазутные печи на природный газ. Однако при этом необходимо учитывать светимость факела пламени, которая при сжигании предварительно смешанного природного газа с воздухом ниже, чем для мазутного факела.

При необходимости иметь коэффициент излучения факела пламени природного газа не ниже мазутного следует применять один из следующих способов: перенесение процессов перемешивания и сжигания газозавоздушной смеси в рабочее пространство печи; пирогенетическое разложение метана; карбюрацию газа мазутом.

Перевод газовых печей с низкокалорийного газа на высококалорийный осуществляется простой заменой одних горелок другими или приспособлением существующих горелок для сжигания природного и смешанного газа, заключающимся в замене газовых сопел, как это сделано, например, на заводах «Ростсельмаш» и Харьковском велосипедном.

Перевод печей с твердого топлива на природный газ может производиться двумя путями: с сохранением резервного отопления на твердом топливе и без него. В первом случае горелки могут устанавливаться в стенах топки (при закладке колосниковой решетки шамотом или шлаком) или непосредственно в рабочем пространстве печи, что решается в каждом отдельном случае в зависимости от конструкции печи, ее расположения в цехе и технологического режима. Во втором случае топку можно убрать и освободить площадь в цехе, а горелки установить в зависимости от

конструкции печи и характера ее работы, что может повлечь капитальную переделку печи.

Горелки для природного газа с успехом могут работать и на смешанном газе. При этом необходимо в каждом отдельном случае произвести расчетную проверку элементов горелки с учетом максимальной и минимальной ее производительности с тем, чтобы скорости газозвоздушной смеси соответствовали допустимым пределам устойчивости пламени, минимально допустимому избытку воздуха и производительности горелки.

ПЕРЕВОД ПАРОВЫХ КОТЛОВ НА ГАЗОВОЕ ТОПЛИВО

Выбор горелок того или иного типа для котлов в каждом конкретном случае может решаться по-своему, так как определяется рядом одновременно действующих факторов: характером работы топki (периодически на газе или непрерывно); размерами топki (главным образом высотой); характером факела пламени; давлением газа и воздуха; температурой воздуха; пределами регулирования производительности; конструкцией топki котла.

В зависимости от конструкции топki, существующего способа сжигания основного топлива и конструкции имеющихся горелочных устройств выбирается способ переоборудования парового котла на газовое топливо.

Во-первых, в дополнение к уже имеющимся на котле пылевым горелкам можно установить газовые горелки, которые могли бы обеспечить полную производительность котла на одном топливе; во-вторых, установленные на котле пылеугольные горелки можно переделать или заменить комбинированными; в-третьих, помимо переделки существующих горелок на комбинированные, можно установить дополнительные газовые горелки.

Однако первый способ по сравнению со вторым имеет ряд недостатков:

а) необходимость разводки труб экранов для размещения газовых горелок усложняет переоборудование;

б) необходимость подвода к газовым горелкам дополнительных воздухопроводов;

в) усложняется схема распределения воздуха по горелкам; почти вдвое увеличивается количество шибров, регулирующих подачу воздуха; в эксплуатации это может затруднить распределение воздуха по горелкам и ухудшить топочный режим, а кроме того, фронт или боковые стороны котла загромождаются дополнительными коробами;

г) необходимость подачи некоторого количества воздуха через неработающие горелки для предохранения их от перегрева приводит к повышенным избыткам воздуха в топке и ухудшает режим ее работы; при этом экономичность работы котла на прежнем топливе становится ниже той, которая была до переоборудования;

д) требуется дополнительное количество металла на переоборудование.

Третий способ — смешанный. Он применяется в тех случаях, когда при переделке существующих основных горелок в комбинированные по каким-либо причинам не удастся через них пропустить все количество газа.

Это имеет место при переделке пылегазовых горелочных устройств в комбинированные, если, например, в них до переделки сжигались угли с большим процентом первичного воздуха. Котлоагрегаты, работающие на указанных выше топливах, имеют относительно небольшие размеры сечения тракта вторичного воздуха, и пропуск через последний полного количества воздуха, необходимого для сжигания газа, должен столь резко повысить сопротивление воздушного тракта, что потребуются замена существующих вентиляторов. В ряде случаев и это невозможно, так как в устье горелок будет недопустима высокая скорость газозвоздушной смеси. В этих случаях к основным горелкам устанавливаются симметрично на боковых сторонах топki дополнительные газовые горелки. Появляется возможность направить факел газовых горелок перпендикулярно к основным фронтальным горелкам с целью интенсификации процессов перемешивания в топке и завершения выгорания на коротком пути.

Перевод мазутных котлов чаще всего производится по второму способу — переделкой мазутных горелок в комбинированные с центральной или периферийной подачей газа. Перевод котлов с топками для сжигания топлива в слое с мазутным резервом также производится по второму способу — установкой газомазутных горелок, а без резерва — установкой газовых горелок на полную производительность, т. е. по первому способу.

Применение комбинированных пылегазовых горелок повышает надежность работы котлоагрегата, так как все горелочные устройства независимо от вида сжигаемого топлива находятся в работе и защищены от действия высоких температур и шлакования омывающим их потоком воздуха. Исключением являются только круглые пылегазовые горелки, например типа ОРГРЭС. В этих горелках требуется некоторое усложнение конструкции для втягивания раздаточного конуса внутрь горелки и принятие других мер по предохранению от перегрева элементов горелки, которые при работе на одном виде топлива находятся в нерабочем состоянии.

Недостаток второго способа перевода котлов заключается в необходимости принятия мер, предупреждающих случайное попадание газозвоздушной смеси в сушильно-мельничную систему по тракту первичного воздуха. Для предупреждения этого по газопроводу подается небольшое количество первичного воздуха.

Чаще всего все же применяется второй способ перевода котлов пылевидного сжигания на газ; третий способ является вынужденным по указанным причинам. После того как решен вопрос о способе перевода котлоагрегатов на газообразное топливо и выбраны типы газогорелочных устройств, необходимо соблюсти в них условия, удовлетворяющие перечисленным выше требованиям к горелкам.

Ознакомимся с проектами перевода на газ паровых котлов ленинградских тепловых станций, выполненными работниками Ленинградского филиала института Оргэнергострой под руководством К. М. Слоущера. Они использовали метод расчета газовых горелок [72].

Переводу на газ подлежали котлоагрегаты производительностью от 20 до 230 m^3 /ч среднего и высокого давления.

Крупные станции системы Ленэнерго переводились на газ главным образом в качестве буферных его потребителей, выравнивающих график бытовых и технологических нагрузок и сохраняющих в качестве основного твердое топливо. К моменту перевода на газ котлы ленинградских электростанций работали на печорском каменном угле Воркутинского и Интинского месторождений, за исключением одной ТЭЦ, котлы которой работали на фрезерном торфе.

Большинство котлоагрегатов этих станций, переводимых на газ, имело индивидуальные шахтно-мельничные пылесистемы с прямым вдуванием в сочетании с эжекционными амбразурами ЦКТИ. Кроме того, переводу на газ подлежали котлоагрегаты, оборудованные пылеугольными турбулентными и щелевыми горелками, а также котлы с циклонными предтопками.

К моменту перевода на газ котельных установок уже имелся некоторый опыт сжигания природного газа в качестве буферного топлива в топках пылеугольных котлов (перевод на газ станций систем Мосэнерго, Саратовэнерго и др.). На этих станциях переводили на газ в основном котлы, оборудованные пылеугольными турбулентными или щелевыми горелками.

Наличие большого количества крупных котельных агрегатов, оборудованных шахтными мельницами с прямым вдуванием, буферный характер потребления газа и характеристика основных топлив (каменные угли с высоким выходом летучих и фрезерный торф), определили особенности перевода на газ электростанций системы Ленэнерго и своеобразие компоновки и конструкций применяемых при этом горелочных устройств. Это был первый опыт перевода на переменное сжигание газа и твердого топлива крупных котлоагрегатов с отмеченными пылесистемами и горелочными устройствами.

В условиях переменного сжигания твердого и газообразного топлива, как подтверждает опыт эксплуатации, наиболее рационально применять комбинированные пылегазовые устройства.

Как известно, буферный характер потребления газа связан с необходимостью частых переводов с одного вида топлива на другой.

Применение комбинированных пылегазовых горелок позволяет осуществлять быстрый переход с одного вида топлива на другой без остановки котла.

Так как комбинированные пылегазовые горелки исключают необходимость подачи дополнительного воздуха для охлаждения горелок, избыток воздуха в топке поддерживается минимальным и выбирается по условиям рационального сжигания топлива.

Исходя из сказанного выше, при переводе на газ ленинградских станций в основном применяли комбинированные пылегазовые горелки, однако тип существующих пылесистем и сорт сжигаемого твердого топлива ограничили использование этого принципа.

Для котлов станций, работающих главным образом на тощих углях, количество первичного воздуха относительно невелико и составляет 20—25%. При переводе их на газ весь воздух может быть пропущен по тракту вторичного воздуха с некоторым повышением сопротивления последнего, которое обычно укладывается в запасы по напору существующих вентиляторов. При сжигании печорского каменного угля и фрезерного торфа в шахтно-мельничных топках процент первичного воздуха велик и составляет соответственно для каменного угля 35—45%, для фрезерного торфа 50—70%. При переводе этих топок на газ только часть воздуха может быть пропущена по тракту вторичного воздуха.

При переводе на газ котлов с шахтно-мельничными топками, работающих на каменном угле, для сохранения неизменным сопротивления тракта вторичного воздуха среднерасходные скорости выхода воздуха принимаются такими же, как и при работе на твердом топливе: 30 m /сек.

При переводе котлов с фрезерного торфа на газ, ввиду наличия сверхнормативных запасов по напору вентиляторов, скорости воздуха приняты несколько выше, чем при работе на торфе (25 m /сек при работе на торфе и 35 m /сек при работе на газе).

Расход воздуха через эжекционные сопла, т. е. по тракту вторичного воздуха, при заданной скорости определяет производительность комбинированных пылегазовых горелочных устройств по газу и составляет обычно 65—70% от номинальной производительности котла при переводе с каменного угля и 50% при переводе с торфа. В дополнение к основным пылегазовым горелкам на 30—35% производительности (50% при торфе) устанавливаются чисто газовые горелки щелевого типа, аналогичные горелкам, примененным на других станциях.

Газовые горелки располагаются на боковых стенах топочной камеры на уровне начала холодной воронки и выполняются в виде узких, вытянутых по высоте щелей, что упрощает разводку труб экранов, их установку и защиту от обгорания при работе на твердом топливе.

Во избежание попадания газа шахтно-мельничная система котла вентилируется небольшим количеством холодного воздуха, подводимого к мельнице от напорного патрубка дутьевого вентилятора.

При работе на твердом топливе для охлаждения и защиты от шлакования через газовые горелки пропускается небольшое количество горячего воздуха.

Компоновка горелочных устройств котлоагрегатов типа ТП-170, сжигающих в качестве основного топлива фрезерный торф, приведена на рис. 7.4.

При переводе на газ котлов, оборудованных турбулентными или щелевыми горелками, последние реконструируются в комбинированные пылегазовые горелки, обеспечивающие 100% производительности котла.

При работе на твердом топливе хромитовая обмазка ограждающих поверхностей циклонных топок и предтопок защищена от расплавления

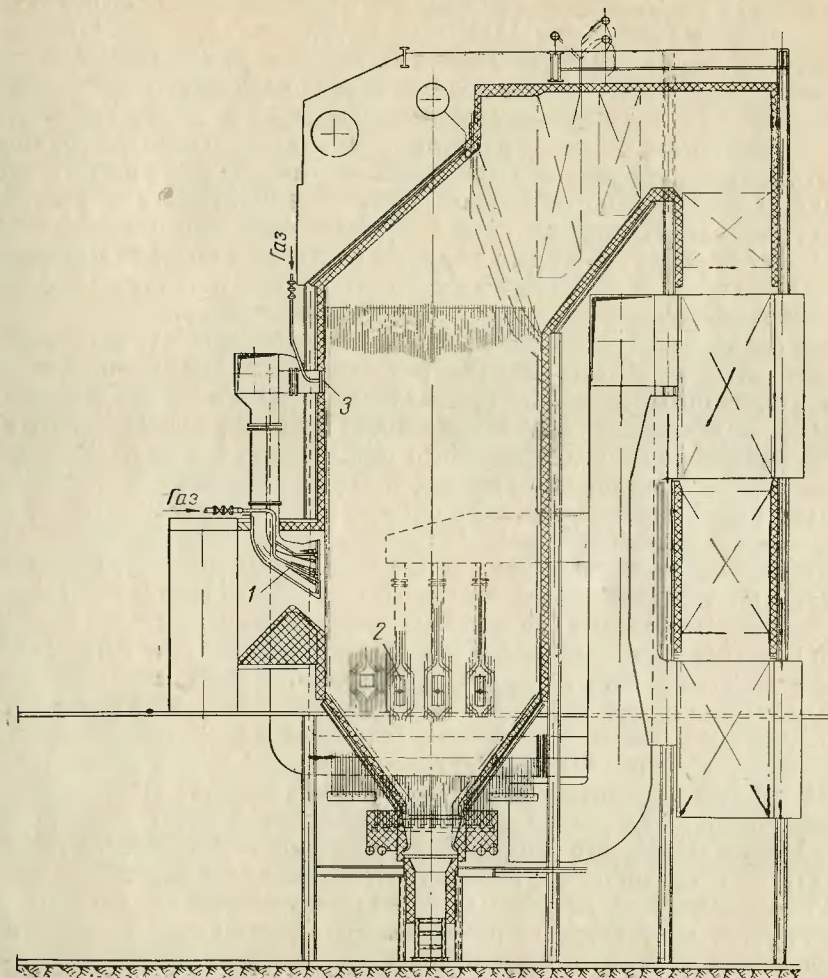


Рис. 7.4. Компонировка горелочных устройств котлоагрегата ТП-170.

1 — комбинированная пылегазовая горелка; 2 — основные газовые горелки; 3 — дополнительные газовые горелки.

слоем жидкого шлака. При работе на газе хромитовая обмазка непосредственно подвергается воздействию высоких температур и возникает опасность ее расплавления.

Для сохранения обмазки тепловыделение в предтопках при работе на газе должно быть уменьшено, что достигается уменьшением теплопроиз-

водительности предтопок. Так, при работе на газе в предтопки подается 40% газа. Остальные 60% газа подаются через газовые горелки щелевого типа, располагаемые на фронтальной и задних стенах камеры охлаждения. Необходимость ограничения производительности предтопок и установки газовых горелок в камере охлаждения диктуется также необходимостью получения расчетной температуры перегрева пара.

Независимо от типа основных горелочных устройств, все котлы оборудуются дополнительными газовыми горелками щелевого типа, располагаемыми в верхней части фронтальной стены топки. Производительность дополнительных газовых горелок составляет 10—15% от производительности котла. Дополнительные горелки благодаря равномерному распределению газа по всему сечению воздушного потока обеспечивают получение короткого факела, что позволяет, независимо от их высокого расположения, получить полное сгорание газа в топке.

Поярусное расположение горелок (двухъярусное для котлов с вихревыми горелками и трехъярусное для всех остальных котлов) делалось в предположении, что это дает возможность регулировать температуру перегрева пара в зависимости от степени светимости факела и нагрузки котлоагрегата путем перераспределения нагрузки между отдельными ярусами.

Принятая конструкция и компоновка горелочных устройств обеспечивают возможность быстрого перехода с одного вида топлива на другой без остановки котла.

На основании опыта перевода на газ ленинградских станций был выполнен ряд проектов по переводу на газ тепловых станций Литвы, Латвии и Белоруссии. Здесь, кроме котлов, однотипных описанным выше, переводу на газ подлежали котлы, предназначенные для сжигания каменного угля в слое, на цепных механических решетках.

Для котлов со слоевым сжиганием топлива исключается применение комбинированных топочных устройств для твердого и газообразного топлива. Переход с одного вида топлива на другой не может быть осуществлен без остановки котла и выполнения ряда защитных мероприятий при сохранении в резерве слоевого сжигания.

Для сжигания природного газа предусматривается установка газовых горелок щелевого типа обычно на боковых стенах топочной камеры. Полотно механической решетки защищается от воздействия высоких температур слоем шлака толщиной 100—200 мм и затем слоем битого шамота толщиной 300—400 мм.

Для предохранения от обгорания и шлакования амбразуры газовых горелок при работе котла на угле закладываются со стороны топки шамотом.

Длительное отсутствие обоснованного метода расчета газогорелочных устройств отрицательно сказалось на переводе пылеугольных котлов, приведя к большому многообразию конструкций газовых горелок, основанных на самом различном сочетании гидродинамических параметров, определяющих процесс распределения газа в воздухе, а в ряде случаев

к работе со значительной химической неполнотой сгорания, достигающей нескольких процентов.

Все газогорелочные устройства, запроектированные для ленинградских станций, независимо от их конструктивного оформления рассчитаны по приведенной здесь методике. Конструкции комбинированных пылегазовых горелок всех типов и чисто газовых горелок с принудительным дутьем смесительного типа основаны на струйном способе перемешивания, которое завершается в выходном сечении горелки до выхода в топку и должно обеспечить получение в топке прозрачного факела без химического недожога.

Для различных горелок скорость выхода газа была принята от 60 до 120 м/сек. Отверстия выполнялись размером от 5 до 18 мм, что приемлемо по условиям предупреждения засорения и обеспечивает необходимую многоструйность газового потока.

В соответствии с нашими прежними рекомендациями газовадающие отверстия располагались на расстоянии не более 25 d от устья горелки; в настоящее время никаких ограничений не накладывается.

При реконструкции эжекционной амбразуры ЦКТИ (см. рис. 7.4) в пылегазовое горелочное устройство для сохранения нормальных условий работы на твердом топливе сечение амбразуры для выхода аэросмеси сохраняется прежним, а газовые горелки встраиваются в эжекционные сопла, т. е. в тракт вторичного воздуха. Живое сечение эжекционных сопел также выбирается по твердому топливу. Газораздающие устройства, представляющие собой вертикальные газовые камеры, трубы-стояки, встраиваются в эжекционные сопла и являются для воздушного потока дополнительными расщекателями, увеличивающими его многоструйность, не ухудшая эжектирующих свойств.

С двух сторон по образующим газораздающих труб в один или два ряда в зависимости от конструктивных размеров эжекционных сопел и соотношения гидродинамических параметров газового и воздушного потоков располагаются отверстия для истечения газа.

При однорядном расположении отверстия выполнялись одного размера и обеспечивали выход струй газа с углом атаки 90°. При двухрядном расположении отверстия выполнялись двух размеров с углами атаки соответственно 90 и 60°. Можно получить хорошее размещение газовых струй и при значениях углов атаки 90 и 45°.

Эжекционные сопла с встроенными в них газораздающими устройствами по существу представляют собой газовую щелевую горелку с относительно малой шириной воздушного потока.

Такая форма воздушного потока является наиболее благоприятной, так как необходимая глубина проникновения струй газа в поток воздуха достигается при сравнительно низких скоростях газа (60—70 м/сек) и небольших диаметрах газораздающих отверстий, что обеспечивает многоструйность газового потока и максимальную поверхность соприкосновения между газом и воздухом. Газораздающие устройства, встроенные в эжекционные сопла, при работе котла на твердом топливе

надежно защищены от обгорания постоянно омывающим их потоком вторичного воздуха.

Комбинированные пылегазовые вихревые горелки были запроектированы для котлов, работающих в качестве основного топлива на тощем угле аналогично приведенным в гл. 2.

Равномерное распределение струй газа в потоке воздуха при большом сечении воздушного канала может быть получено за счет повышения скоростей газа (до 110—120 м/сек), увеличения диаметра газовадающих отверстий и применения отверстий двух размеров.

Повышение скорости истечения газа до 100—120 м/сек приводит к резкому увеличению сопротивления горелки до 1200 кг/м², что требует увеличения запаса на регулирование, при этом суммарная потеря давления на газовой магистрали потребителя резко возрастает.

При питании котлов газом от магистрали низкого давления, в которой давление газа не превышает 3 кг/см², суммарная потеря давления может оказаться больше допустимой. Для обеспечения равномерного распределения газа в устье горелки отверстия для выхода газа делают двух размеров.

Комбинированная пылегазовая горелка может применяться и для любой топки. В этом случае газораздающее устройство встраивается в сопла вторичного воздуха, тангенциально поступающего в топку.

Форма воздушных сопел и наличие в них регулирующих заслонок определяют форму газораздающих устройств. Последние могут выполняться в виде плоской прямоугольной камеры с двумя рядами отверстий разных диаметров. Скорость газа также может быть 60 м/сек.

Во всех описанных выше конструкциях количество подаваемого в горелку воздуха соответствовало количеству подаваемого газа.

Через тангенциальные сопла со встроенными газораздающими устройствами подается 70% воздуха, направляемого в топку. Остальные 30% воздуха подаются через вихревые горелки, расположенные по оси топки. Таким образом, полное перемешивание газа с воздухом в нужной для горения концентрации завершается в самой топке. Тангенциальный подвод газовой смеси, выходящей из сопел вторичного воздуха, удлиняет путь газовой смеси до начала воспламенения, и встречное закручивание дополнительного воздушного потока обеспечивает завершение перемешивания и полное выгорание газа в пределах топки.

Комбинированные щелевые пылегазовые горелки подобны применяемым во всех станциях других энергосистем и представляют собой газораздающие устройства, встроенные в сопла вторичного воздуха.

Щелевые газовые горелки (рис. 7.5) просты по своей конструкции и аналогичны газогорелочным устройствам комбинированной пылегазовой горелки для шахтно-мельничной топки с эжекционными амбразурами.

Воздушный поток в виде тонкой струи с равномерной раздачей газа по ее высоте обеспечивает расчетное проникновение струй газа в воздушный поток при сравнительно небольших скоростях истечения газа (60—

100 м/сек) и небольших размерах газораздающих отверстий, чем достигаются максимальная многоструйность газового потока и наилучшие условия для распределения газа в воздухе на пути к устью горелок.

Опыт эксплуатации и результаты испытаний паровых котлов, проведенных тремя различными организациями — лабораторией Ленэнерго,

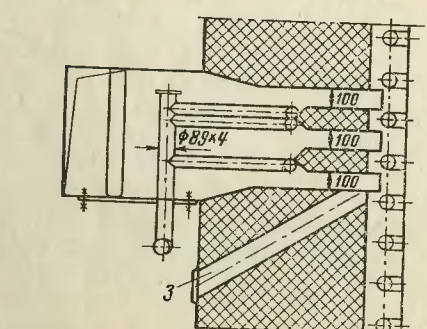
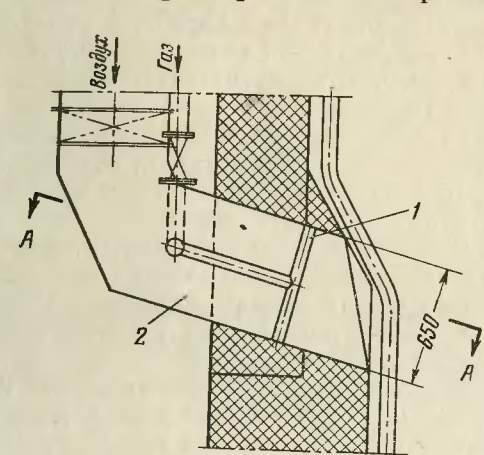


Рис. 7.5. Щелевая газовая горелка.
1 — газораздающее устройство; 2 — воздушный короб; 3 — лючок для розжига горелки. Производительность горелки 1070 м³/ч.

эксплуатации котлов, переведенных на газ с горелками, рассчитанными Ленинградским филиалом института Оргэнергострой по методу, разработанному в б. Институте энергетики АН ЭССР [72], показала, что производительность котлов ТП-170 и ТП-230 увеличилась на 10% (ее можно увеличить и больше), к. п. д. котлов (брутто) увеличился на 3—5% (в ос-

Севзапмонтажавтоматикой (бывший Энергочермет) и наладочной организацией Промэнергогаз, показали, что при умеренных значениях коэффициента избытка воздуха за пароперегревателем ($\alpha''_{пг} = 1,12 \div 1,16$) химическая неполнота сгорания отсутствовала.

Температура перегрева пара держится в пределах допустимых отклонений от нормы на котлах, работающих на угле, без включения верхних горелок, а на котлах, работающих на фрезерном торфе с шахтными мельницами, с включением верхних горелок. На каждом из котлов ТП-170 (на фрезерном торфе) работают три основные горелки в шахтно-мельничных амбразурах, шесть боковых (по три с каждой стороны топки) и три верхние регулировочные горелки — всего по 12 горелок на котел. На каждом из котлов ТП-230 (на каменном угле) работают четыре основные горелки в шахтно-мельничных амбразурах и шесть боковых (по три с каждой стороны топки). Четыре верхние регулировочные горелки, установленные на первых котлах, переведенных на газ, практически не включаются в работу — всего на котле установлено 14 горелок. Практика

новном за счет ликвидации потерь тепла от механической и химической неполноты сгорания и уменьшения потерь при работе с меньшими избытками воздуха).

Регулирование нагрузки и выдерживание параметров котлов (по давлению и температуре перегрева пара) осуществляются без затруднений. Производственными, связанными непосредственно с эксплуатацией паровых котлов, отмечалось, что для рассчитанных горелок не требовалось специальной наладочной работы, они одинаково хорошо работали на газе с различной теплотой сгорания (смешанный газ — сланцевый 80% + природный 20% — и природный газ) и позволяли осуществить экономичное сжигание газа на паровых котлах разной производительности при различной нагрузке. К настоящему времени горелочные устройства различных типов, рассчитанные по изложенной методике, успешно работают на котлах электростанций энергосистем, а также на котлах и печах промышленных предприятий.